



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

“ESTUDIO PARAMÉTRICO PARA OPTIMIZACIÓN DEL GENERADOR DE HIELO TUBULAR DEL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA – ESPOCH”

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
MAGISTER EN EFICIENCIA ENERGÉTICA**

GUAPULEMA MAYGUALEMA ROCÍO PAOLA
rocio.guapulema@epn.edu.ec

DIRECTOR: Ing. VÍCTOR HUGO HIDALGO, D.Sc.
victor.hidalgo@epn.edu.ec

CO-DIRECTOR: Ing. ESTEBAN ALEJANDRO VALENCIA, Ph.D.
esteban.valencia@epn.edu.ec

Quito, marzo 2018

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **ROCÍO PAOLA GUAPULEMA MAYGUALEMA**, bajo nuestra supervisión.

Ing. Víctor Hugo Hidalgo, D.Sc.

DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Esteban Alejandro Valencia, Ph.D.

CO-DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Yo, **Rocío Paola Guapulema Maygalema**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Rocío Paola Guapulema Maygalema

DEDICATORIA

A Dios y mi familia,
Son mi fuerza y mi apoyo para luchar y cumplir cada meta propuesta.

Rocío

AGRADECIMIENTO

Mi más sincero agradecimiento a la Escuela Politécnica Nacional, por brindarme la oportunidad de crecer como profesional.

Al Ing. Víctor Hugo Hidalgo y al Ing. Esteban Valencia por su guía siempre dispuesta aun en la distancia.

Al Ing. Carlos Santillán, Decano de la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por su apertura para el uso de los equipos del laboratorio de Energía.

A mis profesores, a quienes debo mi formación.

A mis padres y hermanos, por su valioso apoyo durante esta etapa de estudio.

A mi esposo por ese optimismo y ayuda incondicional que me impulsó a seguir adelante.

Y en especial a mi hija por todas las veces que no pudo tenerme cerca, quien con su alegría me inyectó energía y optimismo.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
Pregunta de Investigación	2
Objetivo general	3
Objetivos específicos.....	3
1. MARCO TEÓRICO.....	4
1.1. Antecedentes	4
1.2. Refrigeración.....	6
1.2.1. Definición	6
1.2.2. Sistema de refrigeración.....	7
1.2.3. Refrigerante R404a	7
1.3. Almacenamiento de energía térmica.....	7
1.3.1. Definición	7
1.3.2. Sistema de almacenamiento de energía térmica (TES).....	8
1.3.3. Sistema de almacenamiento de energía térmica fría (CTES).....	8
1.3.4. Sistemas de almacenamiento de energía frigorífica de hielo sobre el evaporador.....	9
1.4. Revisión bibliográfica	9
2. BANCO DE PRUEBAS: GENERADOR DE HIELO TUBULAR	11
2.1. Generador de hielo tubular	11
2.1.1. Unidad Condensadora.....	11
2.1.2. Dispositivos de regulación y control.	13
2.1.3. Tanque reservorio y evaporador	15
2.2. Sistema de adquisición de datos	16
2.2.1. Elementos del sistema de adquisición de datos	17
3. METODOLOGÍA.....	22
3.1. Modelación Matemática en la Generación de Hielo Tubular	22
3.1.1. Introducción	22
3.1.2. Datos.....	24
3.1.3. Modelación del ciclo térmico	28
3.1.4. Modelación de transferencia de calor	33
3.2. Simulación Numérica de la Generación de Hielo Tubular	53
3.2.1. Guide de Matlab	53
3.2.2. Procedimiento utilizado para creación del programa “Sistema de refrigeración – Generador de hielo tubular” en Guide.....	53
3.2.3. Diagrama de flujo de la programación requerida.....	55

3.3.	Análisis Experimental.....	63
3.3.1.	Estrategia metodológica para la obtención de datos experimentales	63
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.	67
4.1.	Resultados Obtenidos por Simulación Numérica.....	67
4.1.1.	Espesor vs. Tiempo.....	69
4.1.2.	Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo	70
4.1.3.	Temperatura del agua vs. Tiempo	71
4.1.4.	Temperatura de capa superficial en el evaporador vs. Tiempo	73
4.2.	Resultados Obtenidos por Experimentación.....	74
4.2.1.	Temperatura de almacenamiento de agua	75
4.2.2.	Espesor de hielo vs. Tiempo	76
4.2.3.	Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo	79
4.2.4.	Temperaturas de capa superficial del fluido cercano al evaporador	81
4.2.5.	Temperatura del refrigerante en el evaporador	83
4.2.6.	Temperatura del refrigerante a la salida del condensador	85
4.3.	Cálculos realizados.....	87
4.3.1.	Carga térmica total	87
4.3.2.	Potencia consumida por el compresor (Potencia absorbida).....	89
4.3.3.	Coeficiente de desempeño y Eficiencia frigorífica	90
4.4.	Validación de resultados experimentales	93
4.5.	Aplicabilidad del estudio realizado	98
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	104
5.1.	Conclusiones.....	104
5.2.	Recomendaciones	105
5.3.	Trabajos futuros	106
	Referencias Bibliográficas	107
	Anexos	110
	ANEXO 1. PROPIEDADES DE FLUIDOS DE TRABAJO	111
	ANEXO 2. CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN	122
2.1.	Programación para simulación en Matlab.....	122
2.2.	Programación para adquisición de datos con ARDUINO	132
	ANEXO 3. RESULTADOS.....	133
3.1.	Datos obtenidos por simulación a T ambiente 22°C T agua 18°C	133
3.2.	Datos obtenidos por simulación a T ambiente 23°C T agua 20°C	134
3.3.	Datos obtenidos por simulación a T ambiente 21°C T agua 17°C	135
3.4.	Valores experimentales obtenidos a T ambiente 20,5°C y T agua 16°C	136
3.5.	Valores experimentales obtenidos a T ambiente 23°C y T agua 21,5°C	138

3.6.	Valores experimentales obtenidos a T ambiente 20°C y T agua 18°C	140
3.7.	Valores experimentales obtenidos a T ambiente 21°C y T agua 19,4°C	142
3.8.	Valores experimentales obtenidos a T ambiente 20°C y T agua 17°C	144
3.9.	Valores experimentales obtenidos en un tiempo de funcionamiento de 6 horas	146
3.10.	Evidencia fotográfica del proceso de formación de hielo	149
ANEXO 4. CÁLCULOS REALIZADOS		151
4.1.	Funcionamiento del equipo como un intercambiador de calor de recirculación más acumulador.....	151

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1. Consumo promedio de un cliente industrial por región.	5
Tabla 1.2. Consumo promedio de un cliente industrial por región.	5
Tabla 2.1. Características técnicas de la Unidad Condensadora L'UNIQUE HERMETIQUE CAJ2428ZBR.	11
Tabla 2.2. Características técnicas de la Válvula de Expansión TES 2 Danfoss.	14
Tabla 2.3. Especificaciones técnicas cámara fotográfica Apple iPhone 5S.	17
Tabla 2.4. Características técnicas sensor LM 35.	20
Tabla 2.5. Características técnicas Arduino UNO.	21
Tabla 3.1. Consideraciones.	25
Tabla 3.2. Datos Ambientales de RIOBAMBA – ESTACION ESPOCH.	25
Tabla 3.3. Datos Refrigerante R404a.	26
Tabla 3.4. Datos del Agua en el tanque.	26
Tabla 3.5. Datos del evaporador.	27
Tabla 3.6. Datos del tanque reservorio.	27
Tabla 3.7. Coeficientes para el cálculo de la entalpía en un proceso de compresión isentrópica para el Refrigerante R404a.	31
Tabla 3.8. Temperaturas de capa superficial tanque y evaporador.	36
Tabla 3.9. Áreas de transferencia de calor en el tanque.	40
Tabla 3.10. Propiedades físicas refrigerante 404a.	45
Tabla 4.1. Datos principales de las experiencias objeto de estudio.	74
Tabla 4.2. Resultados de cálculos realizados para las diferentes prácticas en tres horas.	92
Tabla 4.3. Resultados de cálculos realizados para las diferentes prácticas en tres horas.	97
Tabla 4.4. Datos de la planta de ordeño Tunshi.	98
Tabla 4.5. Características principales del funcionamiento del generador de hielo tubular en 6 horas.	99
Tabla 4.6. Resultados de los cálculos para preenfriamiento de Leche.	99
Tabla 4.7. Costos por consumo de energía eléctrica del generador de hielo tubular.	101
Tabla 4.8. Datos de funcionamiento del banco de hielo instalado en PROLAC.	101
Tabla 4.9. Datos de funcionamiento del banco de hielo instalado en PROLAC.	102
Tabla 4.10. Costos por consumo de energía eléctrica del sistema de refrigeración de PROLAC.	103

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Estructura del consumo de energía por sectores.	6
Figura 1.2. Capacidad de un Sist. Almacenamiento de hielo frente a un Sist. Almacenamiento de agua fría.	8
Figura 2.1. Generador de hielo tubular de laboratorio.....	12
Figura 2.2. Unidad condensadora CAJ2428ZBR a) condensador b) reservorio de líquido c) compresor hermético.....	12
Figura 2.3. Representación de los dispositivos de regulación y control en el ciclo termodinámico a) válvula de expansión b) válvula solenoide c) visor de líquidos d) filtro secador e) manómetros f) presostato..	13
Figura 2.4. Elementos constitutivos del tanque reservorio y evaporador.	16
Figura 2.5. Circuito para conexión de sensores LM 35 a tarjeta Arduino UNO.	18
Figura 2.6. Disposición de sensores para adquisición de datos: a) ingreso evaporador, b) salida evaporador c) lugar central del tanque d) junto al serpentín inundado e) a 12,5 mm del serpentín f) a 25 mm del serpentín g) cámara sobre tramo del evaporador h) salida del condensador..	19
Figura 2.7. LM35 Especificaciones de conexión.	19
Figura 2.8. Arduino Uno r3.	20
Figura 3.1. Diagrama de procesos en el ciclo frigorífico del generador de hielo tubular... ..	23
Figura 3.2. Diagrama esquemático del ciclo de refrigeración del generador de hielo tubular..	24
Figura 3.3. Diagrama Presión - Entalpía del generador de hielo tubular.....	24
Figura 3.4. Estudio de transferencia de calor en el tanque reservorio y evaporador del generador de hielo tubular. a) Sección transversal de la pared b) Sección transversal del techo c) Sección transversal de la cañería del evaporador en el enfriamiento d) Sección transversal de la cañería del evaporador en la generación de hielo.....	34
Figura 3.5. Elementos que intervienen en la transferencia de calor del generador de hielo tubular.	35
Figura 3.6. Diagrama de procesos en el estudio de transferencia.....	36
Figura 3.7. Áreas de transferencia de calor..	40
Figura 3.8. Flujo de calor a través de la superficie A1.....	41
Figura 3.9. Flujo de calor a través de la superficie A1.....	49
Figura 3.10. Entorno de diseño GUIDE.	54
Figura 3.11. Interfaz creada - Programa Generador de Hielo Tubular.	55
Figura 3.12. Diagrama de flujo - Programa Generador de Hielo Tubular.	56
Figura 3.13. Diagrama de procesos del análisis experimental.....	65
Figura 4.1. Interfaz del programa al finalizar la simulación	68
Figura 4.2. Diagrama Presión – Entalpía. Resultado de la simulación.	68
Figura 4.3. Gráfica Espesor de hielo vs. Tiempo.....	69
Figura 4.4. Gráfica Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo.....	71
Figura 4.5. Temperatura del agua vs. Tiempo.....	72
Figura 4.6. Temperatura de capa superficial vs. Tiempo.	73
Figura 4.7. Enfriamiento de agua vs. Tiempo.	75
Figura 4.8. Espesor de hielo vs. Tiempo.....	76
Figura 4.9. Espesor de hielo vs. Tiempo T h20=19,4°C.....	77

Figura 4.10. Enfriamiento de agua y Espesor de hielo vs. Tiempo.....	78
Figura 4.11. Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo.....	79
Figura 4.12. Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo TH ₂ O=19,4°C.	80
Figura 4.13. Temperatura de capa superficial cercano al evaporador vs. Tiempo.....	82
Figura 4.14. Temperatura del refrigerante al ingreso del evaporador vs. Tiempo.....	84
Figura 4.15. Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador vs. Tiempo.....	85
Figura 4.16. Temperatura del refrigerante a la salida del condensador vs. Tiempo.	86
Figura 4.17. Carga térmica total vs. Tiempo.....	87
Figura 4.18. Carga térmica total y temperatura del agua vs. Tiempo - T H ₂ O 16°C.....	88
Figura 4.19. Carga térmica total vs. Tiempo- T H ₂ O 16°C.....	89
Figura 4.20. Potencia consumida por el compresor vs. Tiempo.....	90
Figura 4.21. Coeficiente de desempeño COP vs. Tiempo.....	90
Figura 4.22. Eficiencia frigorífica vs. Tiempo.....	91
Figura 4.23. Energía consumida y Eficiencia frigorífica vs. Temperatura inicial del agua	93
Figura 4.24. Temperatura del agua vs. Tiempo (Validación de resultados).	94
Figura 4.25. Espesor vs. Tiempo (Validación de resultados).....	94
Figura 4.26. Temperatura de capa superficial vs. Tiempo (Validación de resultados).....	95
Figura 4.27. Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo (Validación de resultados).....	96
Figura 4.28. Temperatura del agua vs. Tiempo (banco de hielo de PROLAC).	102

LISTA DE ABREVIACIONES

A	Amperio
ANSI	Instituto Nacional Americano de Estándares (siglas en inglés)
ASHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción (siglas en inglés)
Cm	Centímetro
CO ₂	Dióxido de carbono
CONELEC	Concejo Nacional de electricidad
COP	Coficiente de desempeño
CTES	Sistema de almacenamiento de energía térmica fría
ESPOCH	Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (Institución de educación superior)
EEPROM	Memoria de almacenamiento eléctricamente programable (siglas en inglés) (siglas en inglés)
H	Horas
H ₂ O	Agua
HFC	Hidrógeno (H), Flúor (F) y Carbono (C)
HP	Caballos de potencia
Hz	Hertz
In	Pulgada
J	Joule
kg	Kilogramos
LMTD	Diferencia de temperatura media logarítmica
l	Litros
m	Metros
MATLAB	Laboratorio de matrices (siglas en inglés)
mm	Milímetro
m.s.n.m	Metros sobre el nivel del mar
Pa	Pascal
PROLAC	Productos Lácteos de Chimborazo (Procesadora de Lácteos)
psi	Libra de fuerza por pulgada cuadrada (siglas en inglés)
PWM	Modulación por ancho de pulsos
s	Segundos
SRAM	Memoria estática de acceso aleatorio (siglas en inglés)
TES	Sistema de almacenamiento de energía térmica
USB	Bus Universal en Serie (siglas en inglés)
V	Voltios
W	Watios
°C	Grados Celsius
°F	Grados Fahrenheit
°K	Grados Kelvin

SIMBOLOGÍA

A_0	Área de transferencia de calor	m^2
A	Sección transversal de la tubería de ingreso	m^2
B_0	Punto de ebullición	
C	Capacidad de acumulación térmica	kJ
Co	Número de convección	
$C_{p_{ref}}$	Calor específico del refrigerante a la presión P_1	$\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K}$
C_{p_W}	Calor específico del agua	$\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K}$
$C_{p_{leche}}$	Calor específico de la leche	$\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K}$
D_i	Diámetro interno	m
D_e	Diámetro externo	m
D_0	Diámetro de la capa superficial de hielo	m
e	Espesor	m
e_{ac}	Espesor del acero	m
e_{acr}	Espesor del acrílico	m
e_p	Espesor del poliuretano	m
F	Factor por disposición de tubería del evaporador	
F_{fl}	Parámetro de asociación superficie fluido	
Fr_{lo}	Número de Froude	
f_3	Factor de fricción del refrigerante	
G	Velocidad másica	$\frac{kg}{(s \text{ } m)^2}$
g	Gravedad	$\frac{m}{s^2}$
Gr	Número de Grashof	
h	Alto	m
h_a	Entalpía en el punto a del ciclo térmico	$\frac{kJ}{kg}$
h_b	Entalpía en el punto b del ciclo térmico	$\frac{kJ}{kg}$
h_c	Entalpía en el punto c del ciclo térmico	$\frac{kJ}{kg}$
$h_{c,r}$	Entalpía en el punto c real del ciclo térmico	$\frac{kJ}{kg}$
$h_{c_{ref}}$	Entalpía de condensación	$\frac{kJ}{kg}$
h_{CBD}	Coefficiente de ebullición de las regiones de ebullición convectiva dominante	$\frac{kg}{w \text{ } m^2 \text{ } ^\circ C}$
$h_{e_{ref}}$	Entalpía de evaporación	$\frac{kJ}{kg}$
h_{fg_r}	Calor latente de vaporización	$\frac{J}{kg}$
h_{lo}	Coefficiente de transferencia de calor	$\frac{kg}{w \text{ } m^2 \text{ } ^\circ C}$
$h_{máx}$	Coefficiente convectivo máximo	$\frac{kg}{w \text{ } m^2 \text{ } ^\circ C}$

$h_{r\infty ef}$	Coeficiente de transferencia de calor en ebullición forzada del refrigerante	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$
h_{NBD}	Coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición nucleada dominante	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$
h_{sf}	Calor latente de fusión del agua	$\frac{kJ}{kg}$
h_{agua}	Calor sensible del agua	$\frac{kJ}{kg}$
h_1	Entalpía en el punto 1 del ciclo térmico	$\frac{kJ}{kg}$
h'_1	Entalpía en el punto 1 real del ciclo térmico	$\frac{kJ}{kg}$
h_2	Entalpía en el punto 2 del ciclo térmico	$\frac{kJ}{kg}$
h_3	Entalpía en el punto 3 del ciclo térmico	$\frac{kJ}{kg}$
h_4	Entalpía en el punto 4 del ciclo térmico	$\frac{kJ}{kg}$
$h_{\infty a}$	Coeficiente convectivo promedio del aire exterior	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$
$h_{\infty W}$	Coeficiente convectivo promedio del agua	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$
$h_{\infty W2}$	Coeficiente convectivo del agua durante la generación de hielo	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$
k_a	Conductividad térmica del agua	$\frac{W}{m \text{ } ^\circ\text{C}}$
k_{ac}	Conductividad térmica del acero	$\frac{W}{m \text{ } ^\circ\text{C}}$
k_{acr}	Conductividad térmica del acrílico	$\frac{W}{m \text{ } ^\circ\text{C}}$
k_c	Conductividad térmica del cobre	$\frac{W}{m \text{ } ^\circ\text{C}}$
k_p	Conductividad térmica del poliuretano	$\frac{W}{m \text{ } ^\circ\text{C}}$
k_W	Conductividad térmica del agua	$\frac{W}{m \text{ } ^\circ\text{C}}$
L	Longitud del evaporador	m
L_t	Longitud del tanque	m
L_2	Longitud de la pared interna del tanque	m
m_{agua}	Masa del agua en el tanque	kg
m_h	Masa de hielo generada	kg
$\dot{m}_{REFRIGERANTE}$	Flujo másico del refrigerante	$\frac{kg}{s}$
\dot{m}_{agua}	Flujo másico del agua	$\frac{kg}{s}$
\dot{m}_{leche}	Flujo másico de la leche	$\frac{kg}{s}$
Nu	Número de Nusselt	
P_a	Presión en el punto a del ciclo térmico	MPa
P_b	Presión en el punto b del ciclo térmico	MPa
P_c	Presión en el punto c del ciclo térmico	MPa
P_{Cref}	Presión de condensación	MPa

$P_{e_{ref}}$	Presión de evaporación	MPa
Pr	Número de Prandtl	
P_1	Presión en el punto 1 del ciclo térmico	MPa
P'_1	Presión en el punto 1 real del ciclo térmico	MPa
P_3	Presión en el punto 3 del ciclo térmico	MPa
Q	Caudal	$\frac{m^3}{s}$
\dot{Q}	Capacidad de la unidad condensadora	$\frac{W}{m^2}$
q''	Capacidad calorífica a transmitirse	$\frac{W}{m^2}$
\dot{Q}_{equipo}	Capacidad de la unidad condensadora	W
$\dot{Q}_{latente}$	Flujo de calor latente	W
\dot{Q}_{leche}	Flujo de calor de la leche	W
\dot{Q}_{neto}	Carga térmica neta	W
\dot{Q}_{total}	Flujo de calor total	W
$\dot{Q}_{perdida}$	Carga térmica perdida	W
$\dot{Q}_{paredA1}$	Flujo de calor que atraviesa la pared A1 del tanque	W
$\dot{Q}_{paredA2}$	Flujo de calor que atraviesa la pared A2 del tanque	W
\dot{Q}_{piso}	Flujo de calor que atraviesa el piso del tanque	W
\dot{Q}_s	Flujo de calor sensible	W
\dot{Q}_{s1}	Flujo de calor del agua la superficie del evaporador en enfriamiento del agua.	W
\dot{Q}_{s2}	Flujo de calor de la superficie del evaporador hacia el refrigerante en enfriamiento del agua.	W
\dot{Q}_{s3}	Flujo de calor de agua hacia la capa superficial de hielo	W
\dot{Q}_{s4}	Flujo de calor desde la superficie de hielo hacia el refrigerante	W
$\dot{Q}_{sforzada}$	Flujo de calor del agua de refrigeración	W
\dot{Q}_{techo}	Flujo de calor que atraviesa el techo del tanque	W
R_a	Número de Rayleigh	
Re_{lo}	Número de Reynolds	
r_e	Radio externo del serpentín	m
r_i	Radio interno del serpentín	m
R_{ref}	Constante del refrigerante	$\frac{MPa}{kg^\circ K}$
R_T	Resistencia térmica	$\frac{^\circ C}{W}$
S_T	Paso transversal entre centros de los tubos	m
t	Tiempo de generación de hielo	s
T_a	Temperatura del refrigerante en el punto a	$^\circ C$
T_b	Temperatura del refrigerante en el punto b	$^\circ C$
$T_{agua\ amb}$	Temperatura inicial del agua	$^\circ C$
$T_{agua\ min}$	Temperatura mínima del agua	$^\circ C$
T_{cref}	Temperatura de condensación del refrigerante	$^\circ C$
T_e	Temperatura final del agua	$^\circ C$
t_p	Tiempo de preenfriamiento	s
T_{eref}	Temperatura de evaporación del refrigerante	$^\circ C$
T_f	Temperatura filmica	$^\circ C$

T_{final}	Temperatura final	$^{\circ}\text{C}$
$T_{f\text{ agua}}$	Temperatura final del agua en el tanque	$^{\circ}\text{C}$
$t_{enfriamiento\text{ agu}}$	Tiempo de enfriamiento de agua	h
T_i	Temperatura inicial del agua	$^{\circ}\text{C}$
$T_{inicial}$	Temperatura inicial	$^{\circ}\text{C}$
T_{mW}	Temperatura media aritmética del agua	$^{\circ}\text{C}$
T_s	Temperatura de la capa superficial	$^{\circ}\text{C}$
T_{sa}	Temperatura de capa superficial del tanque en contacto con el aire	$^{\circ}\text{C}$
T_{s1}	Temperatura de capa superficial agua – evaporador	$^{\circ}\text{C}$
T_{s2}	Temperatura de sub enfriamiento del hielo	$^{\circ}\text{C}$
T_{sb}	Temperatura de saturación del refrigerante como vapor a la presión P_b	$^{\circ}\text{C}$
T_{sc}	Temperatura de saturación del refrigerante como vapor a la presión P_c	$^{\circ}\text{C}$
T_{sw}	Temperatura de capa superficial del tanque en contacto con el agua	$^{\circ}\text{C}$
T_0	Temperatura de capa superficial agua – hielo	$^{\circ}\text{C}$
T_1	Temperatura del refrigerante en el punto 1	$^{\circ}\text{C}$
T'_1	Temperatura del refrigerante en el punto 1' (recalentamiento)	$^{\circ}\text{C}$
T_3	Temperatura del refrigerante en el punto 3	$^{\circ}\text{C}$
T_{∞}	Temperatura del fluido	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\infty\text{aire externo}}$	Temperatura del aire	$^{\circ}\text{C}$
U	Coeficiente global de transferencia de calor	$\frac{w}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$
U_2	Coeficiente global de transferencia de calor para el estudio del flujo de carga por techo	$\frac{w}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$
V_{agua}	Volumen de agua	m^3
V_e	Volumen del evaporador	m^3
V_{leche}	Volumen de leche	m^3
V_t	Volumen del tanque	m^3
v_a	Volumen específico del refrigerante en el punto a	$\frac{m^3}{kg}$
v_{ingreso}	Velocidad de ingreso del agua	$\frac{m}{s}$
$v_{\text{formacion hielo}}$	Velocidad de formación de hielo	$\frac{s}{mm}$
w	Ancho	m
x_1	Calidad del refrigerante como vapor saturado	
$\Delta T_{CONDENSADOR}$	Variación de temperatura por la eficiencia del condensador	$^{\circ}\text{F}$
ΔT_{tasp}	Variación de temperatura del refrigerante en la tubería de aspiración	$^{\circ}\text{F}$
ΔT	Aumento de temperatura	$^{\circ}\text{F}$
ΔP	Caída de presión	Psi
$\Delta P_{CONDENSADOR}$	Caída de presión a la salida del condensador	Psi

$\sum R_T$	Sumatoria de resistencias térmicas a lo largo de la trayectoria del flujo	$\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$
β	Coefficiente de expansión	$\frac{1}{^{\circ}\text{C}}$
γ	Viscosidad cinemática	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
ρ	Densidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
ρ_h	Densidad de hielo	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
ρ_{leche}	Densidad de la leche	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
μ_r	Viscosidad dinámica del refrigerante	$\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$
μ_w	Viscosidad dinámica del agua	$\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$
η_c	Eficiencia isotrópica del compresor	%
η_{frig}	Eficiencia frigorífica	%

RESUMEN

La presente tesis tiene por objetivo realizar el estudio paramétrico para optimización del Generador de Hielo Tubular del Laboratorio de Energía perteneciente a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH). Para esto se estudiaron los principales parámetros que intervienen en la formación de hielo, los cuales son: temperatura del agua en el reservorio, temperatura del refrigerante en el evaporador y condensador, temperatura de subenfriamiento del hielo y velocidad de formación de hielo. Se desarrolló un modelo matemático en base al estudio del ciclo térmico y transferencia de calor considerando tres situaciones básicas: el flujo de calor ambiental hacia el interior del tanque, el enfriamiento de agua y la formación de hielo sobre el evaporador. Con el modelo matemático se desarrolló un código de programación en GUIDE – MATLAB que evalúa el funcionamiento del equipo. El estudio experimental validó la modelación matemática realizada ya que al comparar los resultados adquiridos experimentalmente y por simulación se obtuvieron porcentajes de error en el rango de 0,39% al 32,77%. Dos parámetros destacados que intervinieron en el proceso de formación de hielo fueron las condiciones ambientales del lugar y la temperatura del agua utilizada, se observó que al disminuir la temperatura ambiental disminuye la carga térmica y mejora la eficiencia del condensador el cual influye directamente sobre la eficiencia del equipo. La inestabilidad observada en la primera hora de experiencia interviene en la temperatura final del agua, la misma que varió en el rango de 1,1°C a -0,4°C en tres horas.

Palabras clave: convección, eficiencia energética, generador de hielo tubular, optimización, refrigeración.

ABSTRACT

The main objective of the thesis is an optimization of the ice tube generator of Energy Laboratory of Mechanical Engineering School at ESPOCH University based on a parametric study. For that, the main parameters involved in the ice formation and thermal energy storage were studied, which are: water storage temperature, refrigerant temperature in the evaporator and condenser, ice subcooling temperature and ice formation speed. A mathematical model was developed based on the thermal cycle study and heat transfer, considering three basic situations: the environmental heat flow into the tank, the water cooling without ice formation and the ice formation in the evaporator. A programming code was written based on the mathematical model and using in GUIDE-MATLAB. The mathematical model was validated with the performed experimental study, since when comparing the results obtained experimentally and by simulation the error percentages ranges from 0.39% to 32.77%. Two outstanding parameters that intervened in the ice formation process were the environmental conditions of the place and the water temperature used, it was observed that by decreasing the environmental temperature, the thermal load decreases and the efficiency of the condenser improves, which directly influences the efficiency of the team; when the environmental temperatures decrease, decreasing the thermal load and improving the efficiency of the condenser, which directly influences the efficiency of the equipment. The instability observed in the first hour of experience intervenes in the final water temperature, final temperature ranges from 1.1 ° C to -0.4 ° C in three hours for each experience made.

Keywords: convection, energy efficiency, ice tube bank, optimization, refrigeration.

“ESTUDIO PARAMÉTRICO PARA OPTIMIZACIÓN DEL GENERADOR DE HIELO TUBULAR DEL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA – ESPOCH”

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, el ahorro de energía y la protección del medio ambiente es un tema importante en todo el mundo (Saito, 2002). Investigaciones se están realizando para preservar las fuentes de combustibles fósiles y también para reducir las emisiones de CO₂ y otras emisiones de gases de efecto invernadero, buscando encontrar una forma adecuada de reducir el consumo de electricidad (Sanaye & Shirazi, 2013).

En Ecuador existe un gran consumo energético por climatización y refrigeración, especialmente en los sectores industrial comercial y residencial en horarios de mayor demanda eléctrica (Consejo Nacional de Electricidad CONELEC, 2013). Un método para reducir la demanda eléctrica máxima es incorporar un almacenamiento de energía térmica de refrigeración (Sanaye & Shirazi, 2013). Con el fin de ahorrar energía y optimizar procesos en los que es aplicable la utilización de un sistema de almacenamiento de energía frigorífica (climatización de edificaciones, procesamiento de lácteos, cervecerías, fabricación de plásticos, procesos químicos, etc.), es importante simular la eficiencia que tendría un equipo para generar hielo.

Considerando lo antes mencionado el laboratorio de Energía perteneciente a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), promovió la construcción de un generador de hielo tubular con fines investigativos a través de la tesis “Diseño y Construcción de un Generador de Hielo Tubular para Laboratorio” realizado por Jacome & Guapulema (2013); el equipo está conformado por un sistema estático con un arreglo de tuberías (evaporador) instalado dentro de un tanque de almacenamiento. Este generador corresponde al sistema de hielo sobre evaporador, el cual consiste en un arreglo de tubos sumergidos en un tanque por los cuales se bombea refrigerante frío para congelar el agua que los rodea (I Dincer & Rosen, 2011).

El principio de funcionamiento del generador de hielo tubular es almacenar la energía de enfriamiento en un medio de refrigeración (Saito, 2002). En aplicaciones de aire

acondicionado se almacena la energía de enfriamiento durante horas de poca actividad para su utilización en el acondicionamiento del espacio durante horas pico (I Dincer & Rosen, 2011).

Entonces es necesario investigar parámetros que intervengan en la optimización del sistema, como potencia y capacidad de enfriamiento a través de: el desarrollo de un modelo matemático, la simulación del modelo obtenido y de forma experimental realizando pruebas de funcionamiento del equipo.

Se han realizado estudios en generadores de hielo considerando entre los parámetros estudiados: la conductividad térmica del material del condensador, la capacidad del tanque, el paso longitudinal y transversal de tubería del condensador, las temperaturas del refrigerante (Neto & Krarti, 1997). De igual forma se han evaluado: pérdidas energéticas por almacenamiento de hielo, estructuras de costos y tarifas eléctricas, periodos de tarifas, costos de penalización por emisiones de CO₂ producidas en la generación de energía eléctrica utilizada¹, capacidad de almacenamiento de los generadores de hielo y el impacto de la previsión de la carga (Sanaye & Shirazi, 2013).

En el presente trabajo de investigación se realiza un estudio paramétrico y un análisis de transferencia de calor por simulación numérica para optimizar el generador de hielo tubular. Los parámetros por considerar para el estudio de optimización son: temperatura de almacenamiento del agua en el generador de hielo, temperatura del refrigerante en el evaporador, temperatura del refrigerante en el condensador, temperatura de subenfriamiento que se produce en el hielo, espesor de hielo y velocidad a la cual se puede liberar y extraer calor considerando la transferencia de calor de forma natural.

Pregunta de Investigación

¿Se puede desarrollar un estudio paramétrico del Generador de Hielo Tubular con el fin de optimizar su funcionamiento?

¹ La penalización corresponde a un costo por emisión de gases de efecto invernadero introducido por la Directiva Europea de 2003 ("Directiva 2003/87/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 13 de octubre de 2003, 2003). Al imponer un coste adicional, las empresas eléctricas invirtieron en su parque de generación para sustituir paulatinamente las instalaciones más emisoras por instalaciones que emiten menos gases y partículas contaminantes. El sitio web: www.ecocostsvalue.com de la Universidad Tecnológica de Delft, indica un costo ecológico de 116 € /Ton CO₂ o en dólares 143 \$ /Ton CO₂.

Objetivo general

Desarrollar el estudio paramétrico para optimización del Generador de Hielo Tubular del Laboratorio de Energía perteneciente a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH).

Objetivos específicos

- Realizar una evaluación técnica del generador de hielo tubular.
- Estudiar los parámetros que intervienen en el proceso de formación de hielo y almacenamiento de energía térmica de refrigeración.
- Desarrollar un modelo matemático que describa el funcionamiento del equipo.
- Evaluar mediante simulación numérica y de forma experimental, los parámetros que intervienen en la capacidad frigorífica y eficiencia del generador.
- Presentar criterios para optimización del funcionamiento del generador de hielo tubular.

1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se realiza una introducción al estudio de sistemas de almacenamiento de energía térmica, partiendo de las necesidades y planeaciones de nuestro país en pro de la eficiencia energética. Luego se introducen definiciones de conceptos fundamentales sobre almacenamiento de energía y refrigeración enfocadas a la descripción del equipo que es objeto de estudio, así como las características del refrigerante utilizado (R404a). Finalmente, se presenta una revisión bibliográfica acerca de estudios realizados en torno a la refrigeración y optimización de equipos acumuladores de energía frigorífica.

1.1. Antecedentes

El empleo de la refrigeración ha demostrado ser de gran importancia en el área industrial, comercial y residencial (Ibrahim Dincer, 2002). Se observa su influencia en el buen desempeño de maquinaria, en la obtención de espacios en condiciones térmicas confortables o en la conservación de alimentos.

Existen también consecuencias negativas al utilizar sistemas de refrigeración, como la contaminación por la existencia de fugas en sistemas frigoríficos que trabajan con refrigerantes no amigables con el medio ambiente (Davis & Gertler, 2015), o el consumo energético excesivo al utilizar equipos de baja eficiencia o en malas condiciones de trabajo.

En la actualidad el modo de vida de una persona está basado en un consumo intensivo de energía, en el que la climatización y refrigeración tiene una participación importante; por lo que no se puede prescindir de esta, pero si se debe tratar de proveerla de la mejor forma posible.

Un estudio realizado para la ciudad de México indica que para el año 2040 el aumento significativo de sistemas de refrigeración residencial en las zonas de climas cálidos redundará en un incremento del 64% en el consumo de electricidad de los hogares y un aumento anual de 23,1 millones de toneladas de dióxido de carbono (Davis & Gertler, 2015). El modelo desarrollado puede ser aplicado a países en desarrollo.

El Plan maestro de electrificación 2013 – 2022 del CONELEC, resalta el consumo de energía por usuarios para el año 2012.

El Plan presenta datos de consumos promedio de un cliente comercial e industrial de acuerdo con la región a la que pertenece. La importancia de este indicador radica en que se puede medir el uso energético en una sociedad, reflejando al mismo tiempo factores que inciden en el uso del recurso, tales como: nivel de ingresos económicos, costos de la energía, tecnologías empleadas, cultura en el uso energético, entre otros (Consejo Nacional de Electricidad CONELEC, 2013).

Observando la Tabla 1.1 y Tabla 1.2, el mayor consumo se observa en la región costa. Claramente indica la influencia que tiene las condiciones climáticas en el uso de tecnologías repercutiendo así en el consumo energético.

Tabla 1.1. Consumo promedio de un cliente industrial por región.

REGIÓN	CONSUMO PROMEDIO (kWh/año)
Sierra	5476
Oriente	4166
Costa	9971
Insular	618

(Fuente: Plan maestro de electrificación 2013 – 2022)

Tabla 1.2. Consumo promedio de un cliente industrial por región.

REGIÓN	CONSUMO PROMEDIO (kWh/año)
Sierra	63195
Oriente	21239
Costa	224518
Insular	203

(Fuente: Plan maestro de electrificación 2013 – 2022)

En otro punto, el Plan maestro de electrificación plantea el estudio de la eficiencia en refrigeración y climatización con el objetivo de promover el cambio de frigoríficos, congeladores y demás artefactos de climatización que sean ineficientes.

También habla de analizar la viabilidad de introducir una restricción sobre la temperatura a la que operan los equipos de climatización en las dependencias públicas del sector costa. Esta temperatura límite oscila entre 16 y 24 °C.

En el Plan Nacional de Eficiencia energética 2016 – 2035, se presenta la estructura del consumo de energía por sectores (Figura 1.1) en donde se indica que; los principales

sectores de consumo identificados son: el sector Transporte con un 42% del total del consumo energético nacional, el sector Industrial (18%) y sector Residencial (12%).

La refrigeración y climatización influyen de manera considerable en el consumo energético del sector industrial y residencial. Observando la importancia y problemática en torno a la refrigeración además de su impacto en la sociedad, es necesario motivar el estudio para evaluación y optimización de estos sistemas.

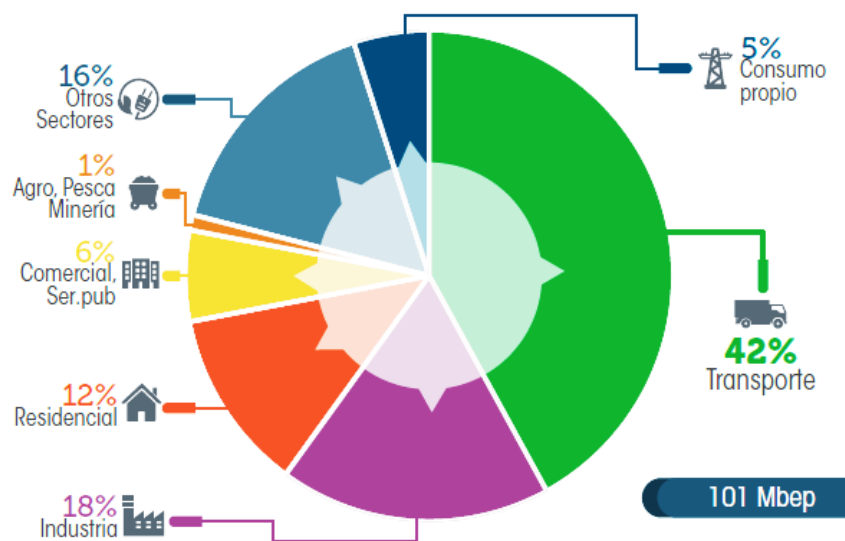


Figura 1.1. Estructura del consumo de energía por sectores.
(Fuente: Plan Nacional de Eficiencia energética 2016 – 2035)

1.2. Refrigeración

1.2.1. Definición

Se define como la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior (Cengel & Boles, 2011). Se sabe que el calor se transfiere desde medios de alta temperatura hacia medios de baja en un ambiente normal (Holman, 1997), entonces para que la refrigeración se pueda dar es necesario utilizar un equipo de trabajo cíclico cuyo fluido de trabajo es un refrigerante.

Un equipo frigorífico mantiene la temperatura de la fuente de calor por debajo de la temperatura ambiental y transfiere el calor extraído a un disipador (Wang, 2000).

1.2.2. Sistema de refrigeración

Es un conjunto de componentes y equipos instalados secuencialmente para producir el efecto de refrigeración (Wang, 2000). Estos sistemas pueden ser de tres tipos; el más comúnmente usado es el Sistema de compresión de vapor en donde un compresor es el encargado de activar al refrigerante elevando su presión y temperatura para después condensarlo y expandirlo para obtener el efecto refrigerante.

También existen sistemas de refrigeración por absorción, en el que el refrigerante como vapor es absorbido por un medio de transporte; luego esta solución se calienta evaporando el refrigerante para luego condensarlo y así empezar un ciclo de refrigeración. El sistema más utilizado de este tipo es el de amoníaco – agua (Cengel, 2007).

Por último, existen sistemas de expansión de aire o gas, en donde se comprime el gas hasta una elevada presión para luego enfriarlo y expandirlo dando como resultado una caída de temperatura a lo que se conoce como efecto refrigerante.

1.2.3. Refrigerante R404a

El R404a es un refrigerante HFC(casi azeotrópico) (Wang, 2000) que quiere decir que es una mezcla de refrigerantes de cero agotamiento del ozono y con cambios bastante pequeños en la composición volumétrica a la temperatura de saturación. tiene una clasificación de seguridad A1, indicando que es un refrigerante de baja toxicidad, sin propagación de llama (GASSERVEI S.A., n.d.).

1.3. Almacenamiento de energía térmica

1.3.1. Definición

La energía térmica se puede almacenar alterando el calor sensible o calor latente (Los cambios de calor latentes son las interacciones térmicas asociadas con un cambio de fase de un material y se producen a una temperatura constante) de una sustancia o combinando las dos (I Dincer & Rosen, 2011). TES es el almacenamiento temporal de energía de alta o baja temperatura para uso posterior. Ejemplos de TES son el almacenamiento de energía solar para el calentamiento durante la noche, el hielo del invierno para el enfriamiento del espacio en verano y el calor o el frío generados eléctricamente durante las horas no pico para su uso durante las horas de demanda.

1.3.2. Sistema de almacenamiento de energía térmica (TES)

Un sistema de almacenamiento de energía térmica generalmente comprende un almacenamiento temporal de energía térmica de alta o baja temperatura para uso posterior (Saito, 2002). El uso de estos sistemas es un método para reducir sustancialmente las demandas eléctricas de pico.

Utilizar un sistema de este tipo implica optimizar el uso de recursos energéticos para satisfacer necesidades de calefacción o refrigeración de manera económica. La tecnología TES se ha utilizado en diversas formas y aplicaciones, algunas de las cuales incluyen el uso de TES sensibles (aceites, sales fundidas) o TES latentes (hielo, material de cambio de fase).

1.3.3. Sistema de almacenamiento de energía térmica fría (CTES)

Este sistema es una forma innovadora de almacenamiento de energía durante la noche fuera de horas pico, proporcionando la capacidad de enfriamiento mediante la extracción de calor de un medio de almacenamiento. De esta forma se crea un depósito de material frío para su utilización durante el día (Habeebullah, 2007).

La capacidad de enfriamiento se puede almacenar refrigerando o congelando agua, glicol o sales eutécticas. La elección del fluido, equipo de almacenamiento, capacidad del sistema de refrigeración o congelación debe satisfacer las necesidades y limitaciones particulares de la instalación específica en la que está instalado o va a instalarse.

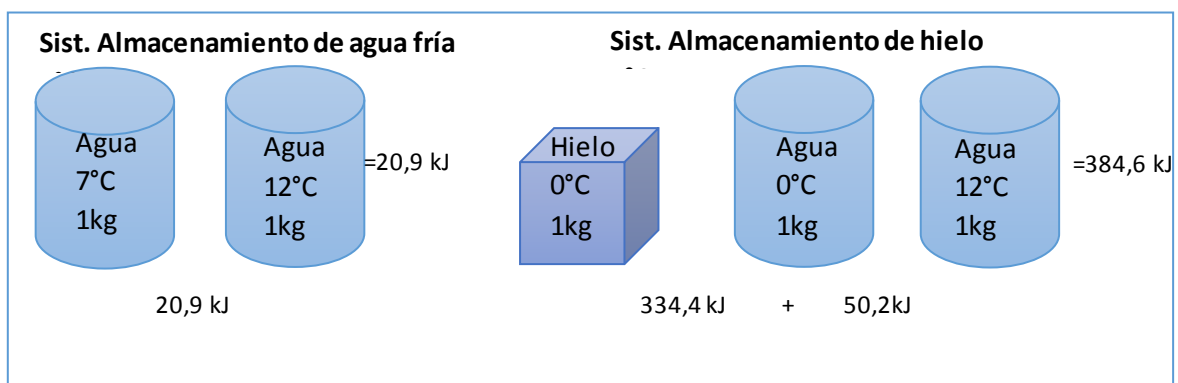


Figura 1.2. Capacidad de un Sist. Almacenamiento de hielo frente a un Sist. Almacenamiento de agua fría.
(Fuente: propia)

Al comparar la capacidad de enfriamiento de un sistema de almacenamiento de hielo con uno de almacenamiento de agua fría (Figura 1.2), el primero es 18 veces más alto que los sistemas de agua fría que operan entre los 12 y 7 grados (I Dincer & Rosen, 2011). De esta forma se optimiza espacio y se reduce la superficie de transferencia de calor con el ambiente lo que garantiza menos pérdidas de calor; pero, al existir una carga térmica latente por cambio de fase aumenta el consumo de energía y con eso el costo de producción.

1.3.4. Sistemas de almacenamiento de energía frigorífica de hielo sobre el evaporador

Los diseños de estos sistemas producen hielo sobre el evaporador bombeando refrigerante a través de una bobina sumergida en un tanque reservorio de agua (Nguyen & Lee, 2011), esta bobina es en realidad una serie de tubos de acero. El refrigerante líquido frío es bombeado a través de estas tuberías para congelar el agua que las rodea.

Se instala también un sistema de agitación de agua, de esta forma se genera una formación de hielo densa y uniforme durante el ciclo de congelación y una fusión uniforme durante la descarga del tanque.

1.4. Revisión bibliográfica

Quizás, la forma más antigua de almacenar energía térmica involucraba la recolección de hielo de nevados, lagos y ríos (I Dincer & Rosen, 2011). Estos se almacenarían en lugares bien aislados para poder usarlos durante todo el año y para casi todas las tareas que la refrigeración mecánica satisface hoy, incluyendo la conservación de alimentos y aire acondicionado.

En 1823, Michael Faraday demostró experimentalmente que los gases pueden ser llevados a su estado líquido mediante licuefacción, sus experiencias las realizó con cloro y amoníaco. Demostró que al invertir el proceso, es decir, al devolver al amoníaco a su estado gaseoso se generaba un enfriamiento (Carmona et al., 2003). La temperatura más baja que Faraday obtuvo fue de 163°K utilizando cloro. Esta es la base sobre la que funcionan los sistemas frigoríficos. En 1896, el inventor de Toledo Homer T. Yaryan instaló un tanque de almacenamiento térmico en una de sus plantas de calefacción de agua caliente de baja temperatura en esa ciudad para permitir la captura del exceso de calor cuando la demanda

eléctrica era alta (I Dincer & Rosen, 2011). Otras plantas usaron tanques de almacenamiento de vapor, que generalmente no tuvieron tanto éxito. En esta década se introdujeron algunos equipos de almacenamiento térmico en el transporte, las cuales incluyeron aire comprimido y agua de alta temperatura que fue fundida en vapor para conducir un motor de vapor. Desde entonces el almacenamiento de energía térmica es considerado una de las tecnologías energéticas más importantes (Ibrahim Dincer, 2002) con fines de reducción de consumo eléctrico.

Numerosos estudios han sido realizados por varios investigadores en el campo de los sistemas de almacenamiento de energía térmica de refrigeración, tales estudios involucran: la definición de fenómenos presentes en los fluidos de trabajo, evaluación de transferencia de calor en sus elementos, evaluación de la eficiencia del equipo, entre otros.

En 1988, Klimenko presenta una correlación generalizada para definir la transferencia de calor por convección forzada de un fluido con cambio de fase (O. J. Venturini, Valente, & Silva, 1999). Mientras que, en 1990, Kandlikar propuso una correlación de transferencia de calor por convección generalizada de ebullición para tubos verticales y horizontales. Experimentó con fluidos como agua R-11 R-12 R-13B, R-22, R113, R-114 R152A y nitrógeno (Táboas Touceda, 2006).

En 1995, Panissi presenta una simulación de un sistema de aire acondicionado con termo acumulación y en el mismo año Rahman, Castro y Tinaut presentan un modelo de evaporador para aire acondicionado considerando las presiones de trabajo del refrigerante. (O. J. Venturini et al., 1999). Venturini, Valente y Silva presentan un modelo para optimización de sistemas de aire acondicionado con termo acumulación (O. Venturini, Valente de Almeida, & Silva, 1999).

Se observa entonces que los estudios que están siendo realizados abarcan también aspectos técnicos para los sistemas de almacenamiento de energía térmica de refrigeración y sus aplicaciones (Ibrahim Dincer, 2002), llegando a concluir que: los sistemas de almacenamiento térmico puede desempeñar un papel significativo en satisfacer las necesidades de la sociedad para un uso de energía más eficiente y ambientalmente benigno en varios sectores. Además, parece ser la única solución para corregir la falta de correspondencia entre la oferta y la demanda de energía (Sanaye & Shirazi, 2013).

2. BANCO DE PRUEBAS: GENERADOR DE HIELO TUBULAR

En el presente capítulo se describe los equipos y elementos que conforman el generador de hielo tubular del laboratorio. También se detalla las características y especificaciones de los instrumentos de control y adquisición de datos.

2.1. Generador de hielo tubular

Es un sistema de termoacumulación de frío conformado por: unidad condensadora, tanque reservorio, evaporador, dispositivos de regulación y control y tablero de control (Figura 2.1). A continuación, se detallan las características de cada elemento.

2.1.1. Unidad Condensadora

La unidad condensadora instalada es L'UNIQUE HERMETIQUE CAJ2428ZBR con una capacidad de 1/2 HP, este equipo se encarga de comprimir y de condensar el gas refrigerante que proviene de una unidad evaporadora. Está compuesta por un condensador, un compresor serie:124CS-F y un reservorio de líquido refrigerante de capacidad 1,5 litros (Tecumseh Europe, n.d.), como se observa en la Figura 2.2. La unidad trabaja con R404A como refrigerante.

Tabla 2.1. Características técnicas de la Unidad Condensadora L'UNIQUE HERMETIQUE CAJ2428ZBR.

PARÁMETRO	VALOR	CAPACIDAD FRIGORÍFICA	
Modelo	CAJ2428ZBR	T (°C)	(W) 50 Hz
Voltaje	115V~60Hz	-35	364
Volumen tanque receptor	1,5	-30	483
flujo de aire	800	-23,3	659
Tubería succión	1/2 "	-20	752
Tubería de Líquido	1/4"	-15	902
Temperatura de evaporación	32 °C	-10	1064
Temperatura de condensado	54,5 °C	-5	1226
Sistema	monofásico	T (°C)	(W) 60 Hz
Dispositivo de expansión	válvula de expansión	-5	1150

(Fuente: Catálogo de productos dean & wood - beigerref company)

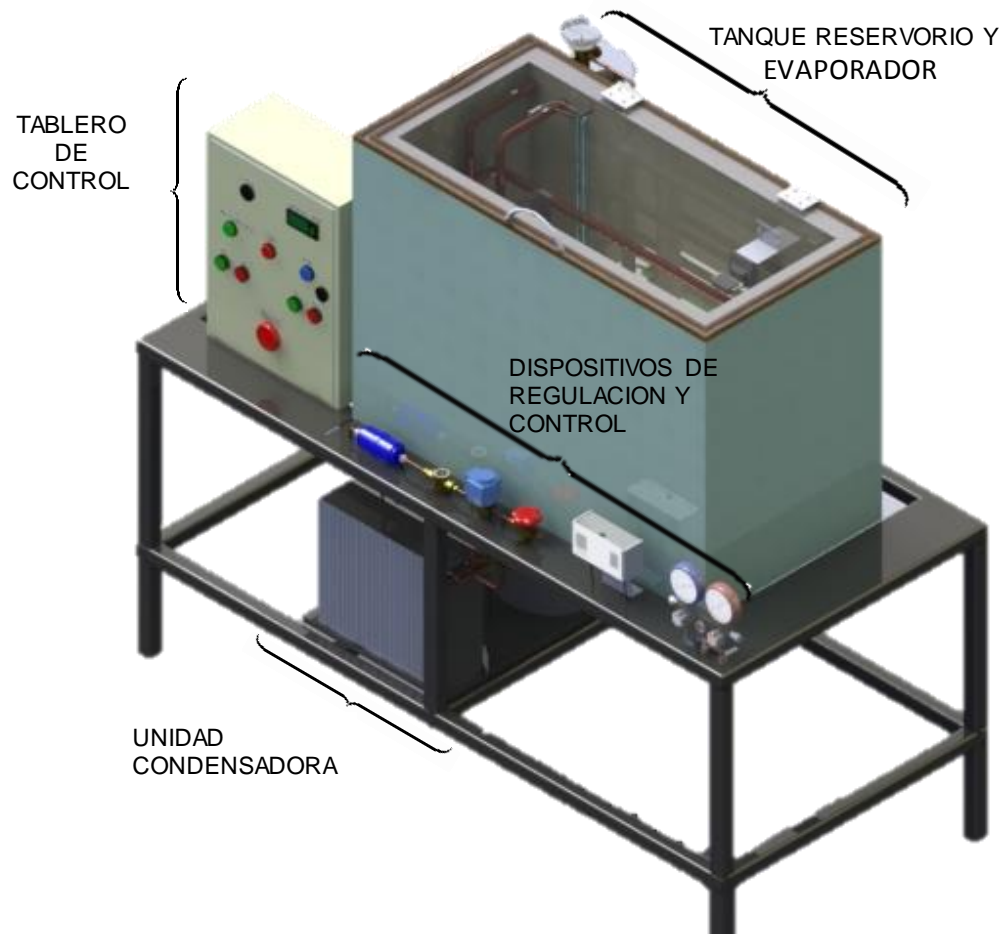


Figura 2.1. Generador de hielo tubular de laboratorio.
(Fuente: propia)

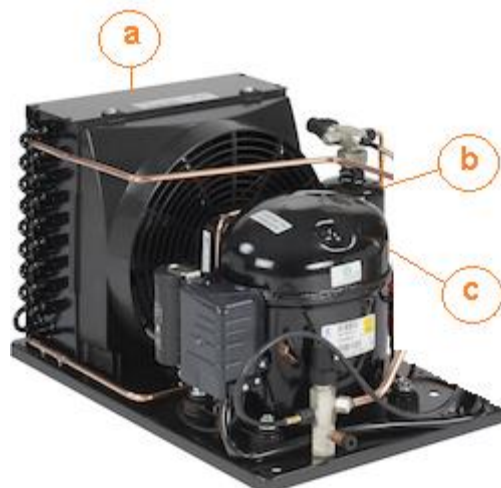


Figura 2.2. Unidad condensadora CAJ2428ZBR a) condensador b) reservorio de líquido c) compresor hermético.
(Fuente: propia)

La temperatura del refrigerante en la salida del condensador es subenfriado dentro de los límites de condensación de la unidad. Las características técnicas de la unidad condensadora se muestran en la Tabla 2.1.

Realizando la corrección de la capacidad frigorífica por altitud para la unidad condensadora indicado por el fabricante (Tecumseh Products, 2014), el valor real se estima en 1159,7 W.

2.1.2. Dispositivos de regulación y control.

Los dispositivos de regulación y control (Figura 2.3) son elementos que forman parte de la instalación frigorífica, cuya finalidad es controlar el correcto funcionamiento del equipo. A continuación, se menciona las características y funcionalidad de cada elemento.

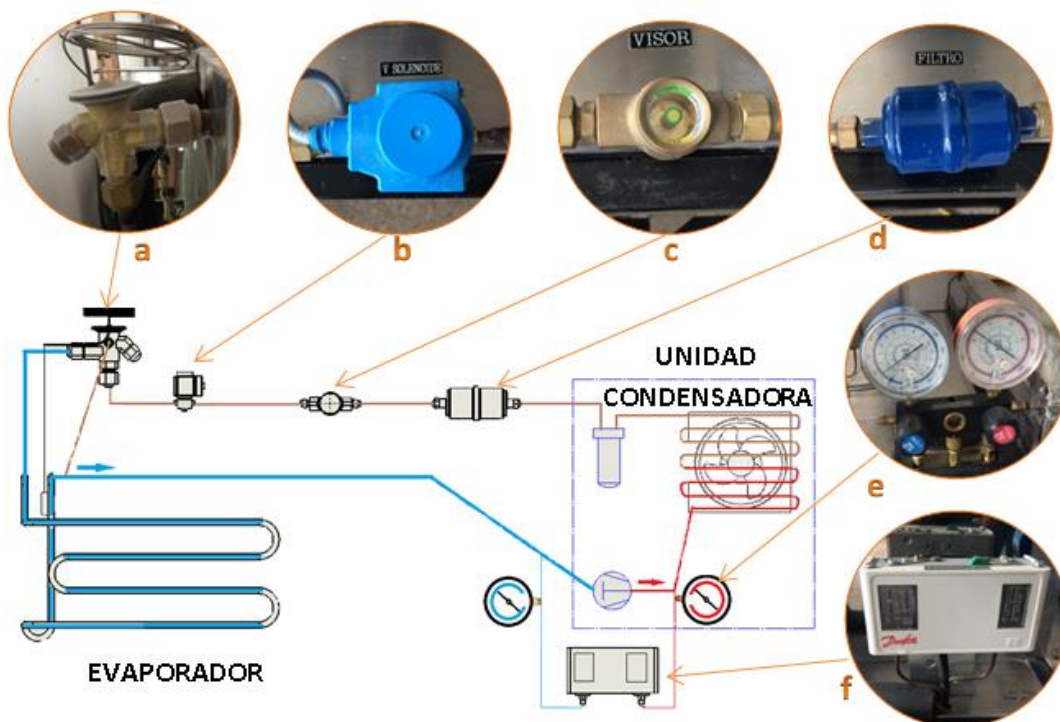


Figura 2.3. Representación de los dispositivos de regulación y control en el ciclo termodinámico a) válvula de expansión b) válvula solenoide c) visor de líquidos d) filtro secador e) manómetros f) presostato.
(Fuente: propia)

Válvula de expansión

La válvula de expansión instalada en el generador es una válvula termostática con equalizador externo tipo TES 2 – 0.45. Este controlador tiene accionamiento térmico, su principal finalidad es la de mantener la mayor parte de superficie posible del evaporador activa y prevenir que líquido refrigerante ingrese al compresor.

El bulbo está instalado inmediatamente después del evaporador en posición 12 en semejanza a las agujas de un reloj, esta posición es estratégica ya que el bulbo debe medir temperaturas del vapor de aspiración recalentado sin que este valor pueda ser alterado por alguna fuente de calor diferente.

Las características principales de este dispositivo se encuentran en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Características técnicas de la Válvula de Expansión TES 2 Danfoss.

PARÁMETRO	VALOR
Tipo	TES 2
Código	68Z6394
Capacidad	1,6 kW
Refrigerante(s)	R404A/R507
Recalentamiento estático (SS)	5
Rango de temperatura [°C]	-40 - 10 °C
Máx. pres. trabajo	500 psig
Tamaño de entrada	3/8 in
Long. tubo capilar [in]	59,0 in
Salida/Eq.	1/2 in x 1/4 in

(Fuente: Válvulas de expansión termostáticas. Catálogo Danfoss RK.00.H5.02)

Filtro secador

El generador de hielo posee un filtro deshidratador no desmontable tipo A-TD -132 SAE EMERSON, es un filtro de bloque desecante instalado en la línea a la salida del reservorio de líquidos de la unidad condensadora.

Este elemento brinda protección al sistema contra la humedad, los ácidos y las partículas sólidas que podrían pasar y obstruir el tubo capilar de la válvula de expansión. Tiene una filtración de 40 micrones y puede trabajar a una presión máxima de 680 psig.

Visor de líquidos.

Es un dispositivo que permite observar la condición del refrigerante, se encuentra instalado el visor de líquidos Danfoss tipo SGI-10. Su rango de temperatura de trabajo es de -50°C a 80°C. Es necesario para observar la falta de refrigerante además de un contenido excesivo de agua en el sistema y un subenfriamiento insuficiente.

Válvula Solenoide.

La válvula solenoide proporciona un control automático del flujo de refrigerante en el sistema, su objetivo es asegurar una buena intercepción del refrigerante en los períodos de parada del compresor, se encuentra instalada la válvula Danfoss TR ¼ 032F8107.

Presostato y manómetros.

Su finalidad es controlar las presiones al ingreso y salida del compresor, con el cual se puede ajustar la capacidad del compresor considerando la carga frigorífica y así mantener la temperatura de evaporación. Permite visualizar las presiones de las líneas de alta y baja, el dispositivo instalado se encuentra trabajando a 30 y 240 psi.

2.1.3. Tanque reservorio y evaporador

Este conjunto de elementos (Figura 2.1) conforman la estructura del sistema de acumulación de energía frigorífica.

Tanque reservorio

La tarea principal de este elemento es alojar al evaporador, el mismo que está completamente sumergido en agua y se encarga de aislar térmicamente. La estructura está conformada por paredes y piso de poliuretano expandido cubiertas interna y externamente por láminas de acero inoxidable. La cubierta superior es de acrílico transparente con cinta imantada en los bordes.

Evaporador

En este elemento se efectúa la transferencia de calor entre agua y refrigerante, produciéndose aquí la ebullición forzada del refrigerante. Está conformado por dos serpentines de cañería de cobre de 1/2 pulgada de diámetro tipo L, cada uno de 3 metros de longitud que están unidos de forma que exista un solo ducto de entrada y de salida; entre cada serpentín existe una separación de 120 mm. Para la fijación del evaporador en el tanque se utilizan dos soportes de acero inoxidable a los extremos, permitiendo que el evaporador se mantenga a 80 cm sobre el piso.

También, un sistema de aire para agitación de agua se encuentra instalado en el tanque; el cual consta de la bomba de aire de acuario OXYDOOST 300, con una capacidad de 300 l/h aire a través de 2 salidas conectados por manguera de ¼ in a dos difusores de aire de 60 cm de longitud de tal forma que el aire ingresa por dos ductos conectados en cada

extremo de estos. El sistema es utilizado con el fin de agitar el agua del tanque y así crear convección forzada.

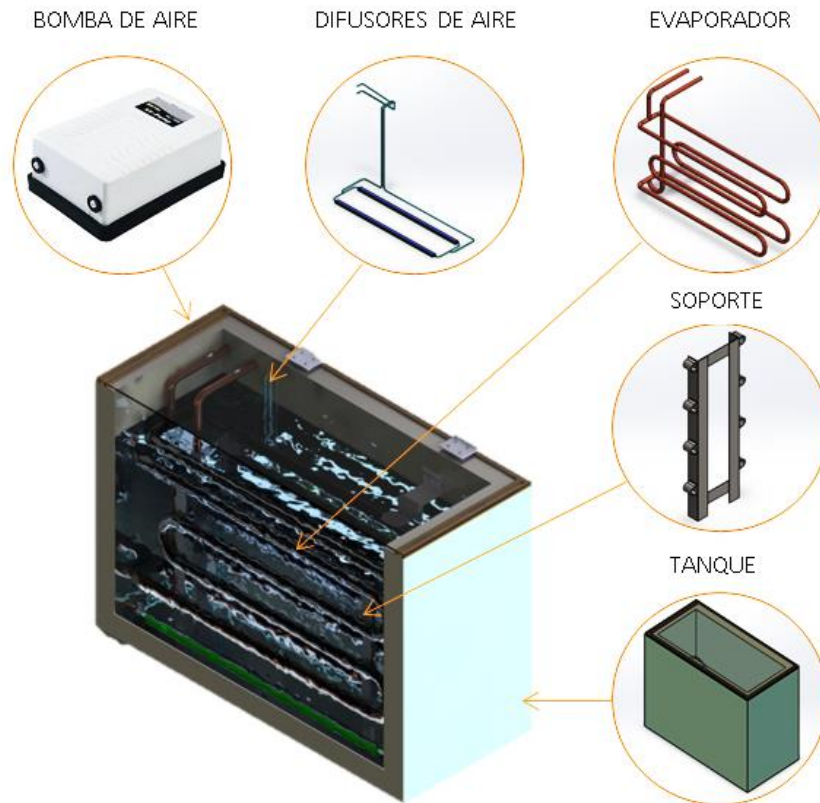


Figura 2.4. Elementos constitutivos del tanque reservorio y evaporador.
(Fuente: propia)

2.2. Sistema de adquisición de datos

Los datos adquiridos para el estudio paramétrico se basan en temperaturas y medición del espesor de hielo. Se necesitan datos de:

- Temperatura de almacenamiento del agua en el generador de hielo
- Temperatura del refrigerante en el evaporador
- Temperatura del refrigerante en el condensador
- Temperatura de sub enfriamiento que se produce en el hielo
- Espesor de hielo

Se estima que las temperaturas de trabajo de agua y refrigerante varían en un rango de -40°C a 25°C y el espesor de hielo llega a un aproximado de 1 in en 3 horas.

2.2.1. Elementos del sistema de adquisición de datos

Los elementos que intervienen en el sistema de adquisición de datos son:

- Generador de hielo tubular
- Interfaz de control más sensores
- Arduino y cámara fotográfica.
- Software para adquisición de datos
- Computadora

Interfaz de control

Su función es transmitir las señales electrónicas a la tarjeta Arduino para identificar y presentar valores de temperaturas. Conforme a la forma de conexión del sensor para adquisición del rango completo de datos de temperatura, se ha creado la interfaz para conexión de cinco sensores como lo indica la Figura 2.5.

Cámara fotográfica

Se utilizó una cámara fotográfica digital para capturar imágenes del espesor de hielo cada 20 minutos, la cámara pertenece a un celular Apple iPhone 5S, en la Tabla 2.3 se observan las características técnicas.

Tabla 2.3. Especificaciones técnicas cámara fotográfica Apple iPhone 5S.

PARÁMETRO	VALOR
Resolución	8 MP
Formato	1/3.2"
Aumento	1,5 micrones por píxel
Tonos de luz	True Tone
Grabación de video	720p a 120 fps

(Fuente: propia)

Software para adquisición de datos

La conexión necesaria para la adquisición de un dato de temperatura requiere de dos entradas analógicas, como el Arduino UNO posee seis entradas analógicas se utilizaron dos para la adquisición de datos.

Sensores de temperatura

Dos sensores están ubicados en el equipo de generación de hielo, forman parte del controlador digital de temperatura TC-900Ri power. En su pantalla se observará la temperatura del agua ambiente dado por el sensor que se encuentra en la parte central (sensor c) del tanque. El segundo sensor se encuentra fijo a la salida del evaporador, está fijado a -8°C para controlar el final del proceso.

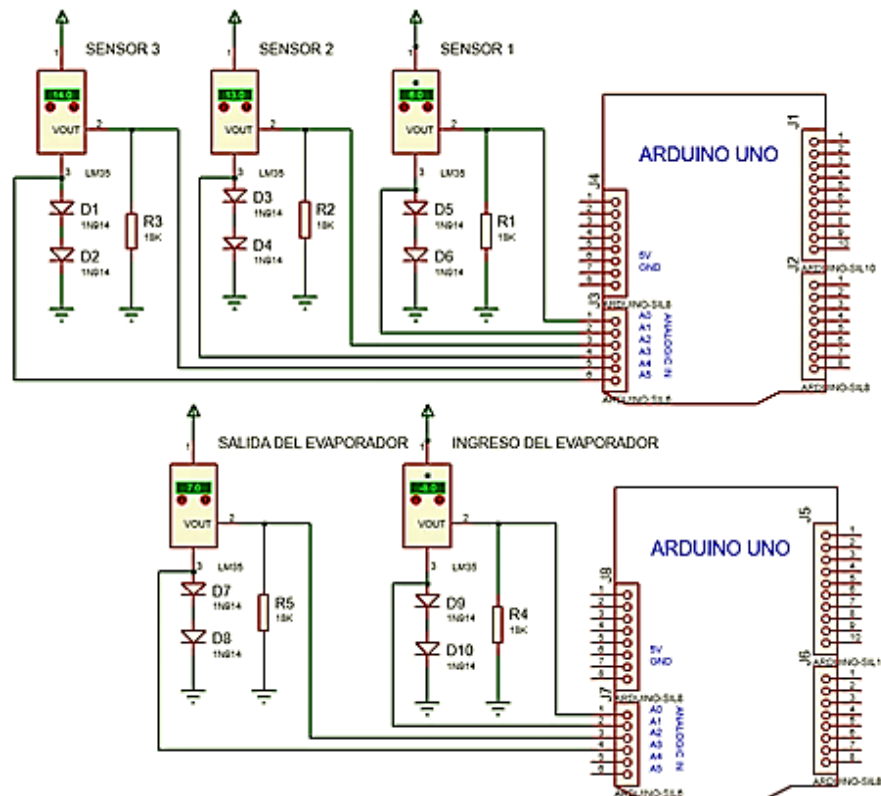


Figura 2.5. Circuito para conexión de sensores LM 35 a tarjeta Arduino UNO.
(Fuente: propia)

Cinco sensores lm 35 se distribuyen por el equipo como se detalla en la Figura 2.6.

Los sensores a y b se ubican en el ingreso y salida del evaporador respectivamente, se encuentran aislados del ambiente.

Los sensores d, e y f se ubican en una zona sumergida del evaporador, el sensor d junto a la pared del evaporador, mientras que los sensores e y f se encuentran a una distancia de separación de 12 mm uno del otro.

El sensor h se ubica a la salida del condensador, también existe una cámara USB Genius tipo iSlim 321R que se utiliza para observar la evolución del espesor de hielo en determinado tiempo durante el funcionamiento del equipo.

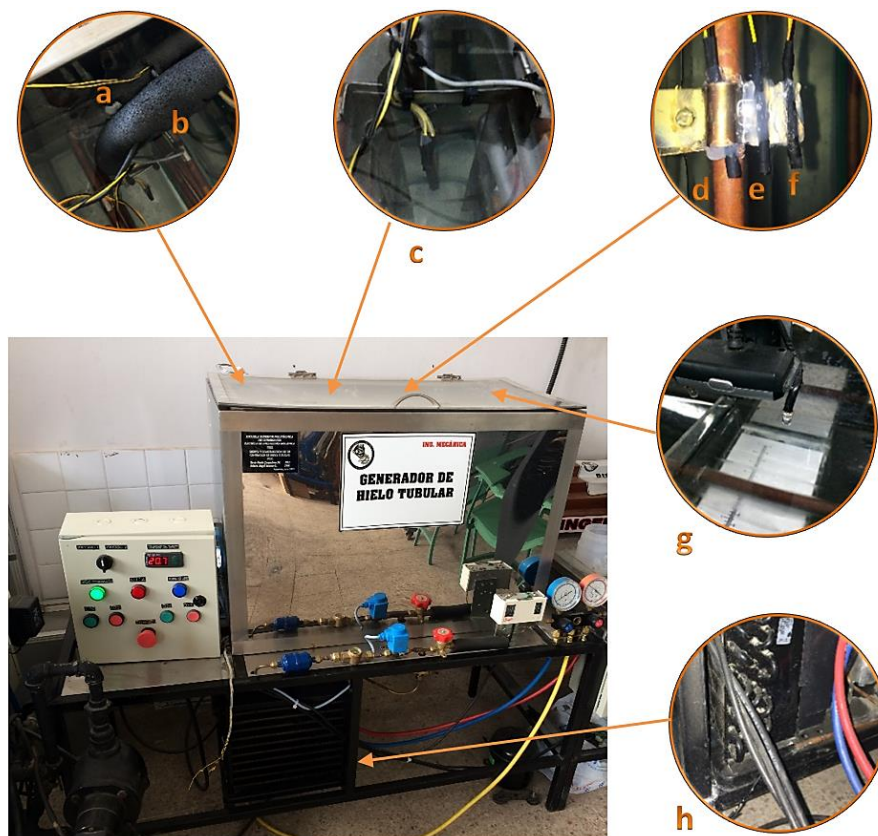


Figura 2.6. Disposición de sensores para adquisición de datos: a) ingreso evaporador, b) salida evaporador c) lugar central del tanque d) junto al serpentín inundado e) a 12,5 mm del serpentín f) a 25 mm del serpentín g) cámara sobre tramo del evaporador h) salida del condensador.
(Fuente: propia)

El sensor LM 35 (Figura 2.7) es un sensor de temperatura de precisión integrada cuya tensión de salida es linealmente proporcional a la temperatura en grados Celsius. Este sensor está calificado para operar en un rango de temperatura de -55° a $+150^{\circ}$ C.

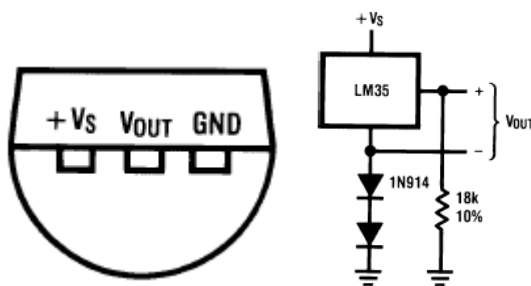


Figura 2.7. LM35 Especificaciones de conexión.
(Fuente: <https://www.jameco.com/Jameco/Products/ProdDS/1276463.pdf>)

En la Tabla 2.4 se presentan las características técnicas de este sensor.

Tabla 2.4. Características técnicas sensor LM 35.

PARÁMETRO	VALOR
Calibrado directamente en	° Celsius (Centígrados)
Factor de escala lineal	+ 10 mV / °C
Precisión garantizable	0,5°C a +25°C
	1°C para temperaturas negativas
Rango de temperaturas	-55°C a + 150°C
Bajo auto calentamiento	0,08°C en aire inmóvil
Voltaje de operación	4 a 30 voltios
Salida de baja impedancia	0,1 Ω para carga de 1 mA

(Fuente: <https://www.jameco.com/Jameco/Products/ProdDS/1276463.pdf>)

Tarjeta Arduino UNO R3

Esta tarjeta contiene un micro controlador con toda la circuitería necesaria para realizar proyectos, contiene también reguladores de tensión y un puerto USB – Serie para poder programarlo desde cualquier computadora.



Figura 2.8. Arduino Uno r3.

(Fuente: <http://www3.gobiernodecanarias.org/medusa/ecoblog/ralvgon/files/2013/05/Caracter%C3%ADsticas-Arduino.pdf>)

En la Tabla 2.5 se pueden observar las características principales de este dispositivo. Arduino dispone de 14 pines digitales que se pueden usar como entradas o salidas, a las que se puede conectar dispositivos que reciban o transmitan señales digitales de 0 y 5 V. también dispone de entradas y salidas analógicas útiles para obtener datos de sensores en forma de variaciones de voltaje y para enviar señales de control en forma PWM respectivamente.

Tabla 2.5. Características técnicas Arduino UNO.

PARÁMETRO	VALOR
Micro controlador	ATmega328
Voltaje	5V
Voltaje entrada (recomendado)	7-12V
Voltaje entrada (limites)	6-20V
Digital I/O Pins	14 (de los cuales 6 son salida PWM)
Entradas Analógicas	6
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current parar 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	32 kB (ATmega328) de los cuales 0.5 kB son utilizados para el arranque
SRAM	2 kB (ATmega328)
EEPROM	1 kB (ATmega328)
Clock Speed	16 MHz

(Fuente:<http://www3.gobiernodecanarias.org/medusa/ecoblog/ralvgon/files/2013/05/Caracter%C3%ADsticas-Arduino.pdf>)

3. METODOLOGÍA

En el presente capítulo se detalla el procedimiento para modelación matemática en la generación de hielo tubular, obteniéndose ecuaciones que describen el comportamiento del ciclo térmico, la transferencia de calor en el enfriamiento de agua y la formación de hielo tubular. Posteriormente se detalla el procedimiento para simulación numérica de la generación de hielo tubular y se presenta el proceso de programación en GUIDE de MATLAB. Por último, se expone la estrategia metodológica para la obtención de datos experimentales realizada.

3.1. Modelación Matemática en la Generación de Hielo Tubular

Se desarrolla un modelo matemático para el cálculo del ciclo térmico y de la transferencia de calor existente entre el ambiente, el equipo; y la transferencia de calor entre el agua y el refrigerante. Se inicia mencionando los datos y consideraciones necesarias que hacen que estos cálculos se acerquen más a la realidad, después se presenta cada ecuación que define un fenómeno o proceso, con el que se realizará un programa para simulación del ciclo térmico y transferencia de calor.

3.1.1. Introducción

El apartado 9.7 sobre la Evaluación Gráfica y Analítica de Refrigeración del “Handbook of air conditioning and refrigeration - 2nd ed.” de Shan K. Wang nos indica el proceso para estudio y evaluación del ciclo de refrigeración y su eficiencia.

Se tomó esta información como base para la modelación matemática del ciclo de refrigeración del generador de hielo tubular. La explicación del desarrollo de la modelación matemática partirá de la deducción de ideas y formas de cálculo.

La Figura 3.2. y Figura 3.3 corresponden al diagrama esquemático y al diagrama Presión – Entalpía del ciclo de refrigeración del generador de hielo tubular respectivamente. Estas figuras indican el fenómeno que ocurre en cada proceso del ciclo y en qué elemento del sistema se está desarrollando.

El diagrama Presión – Entalpía del ciclo de refrigeración se desarrolló en base a los datos obtenidos en la Tabla 4 del Anexo 1.

Los procesos presentes en este ciclo frigorífico están detallados de forma general en la Figura 3.1. No obstante existen consideraciones especiales que deben tomarse en cuenta ya que se está definiendo un ciclo real en el que existen variaciones de temperaturas y caídas de presión que pueden darse en los diferentes elementos que conforman esta instalación (Ashrae Standard, 2001).

A continuación, se enlistan las consideraciones que se tomaron en cuenta para el estudio termodinámico de este ciclo y los fenómenos de transferencia de calor que se estudiaron.

- El refrigerante al iniciar el ciclo se encuentra como vapor recalentado, no solo por el recaliente ocurrido en el evaporador sino también por un aumento de temperatura del refrigerante en la tubería de aspiración y por el contacto que tiene este fluido con la superficie interna del compresor.
- Se considera una caída de presión en la válvula de aspiración hacia el compresor y una caída de presión a la salida del condensador tomando en cuenta la fricción del refrigerante al pasar por este componente.

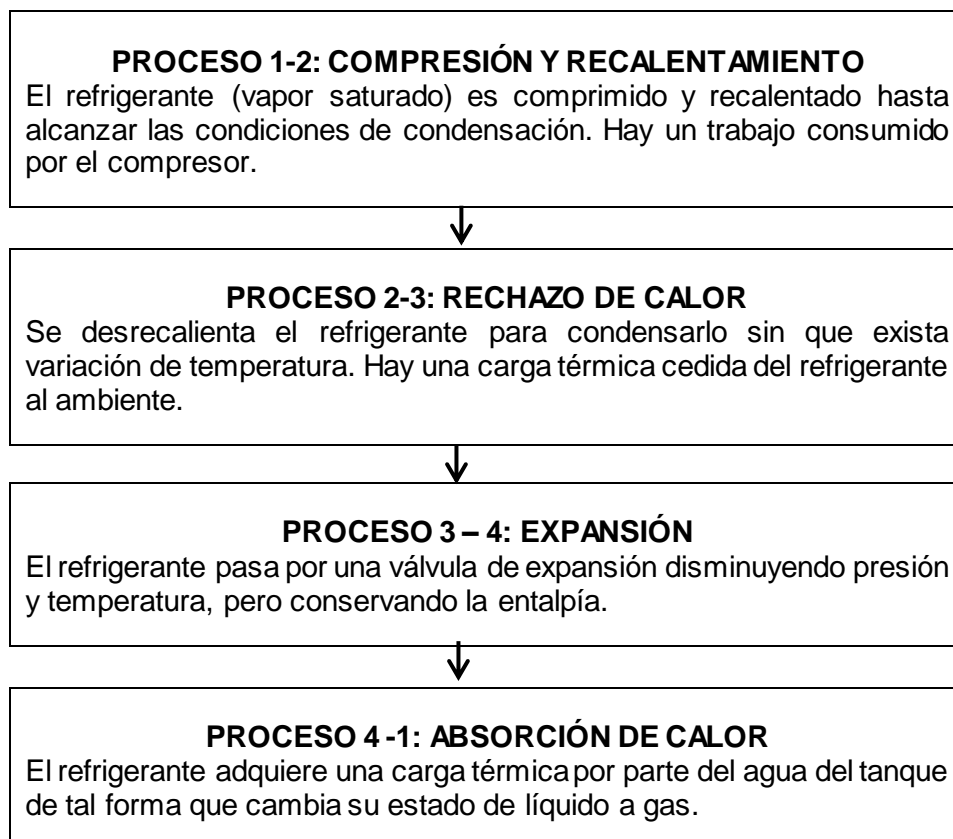


Figura 3.1. Diagrama de procesos en el ciclo frigorífico del generador de hielo tubular.
(Fuente: propia)

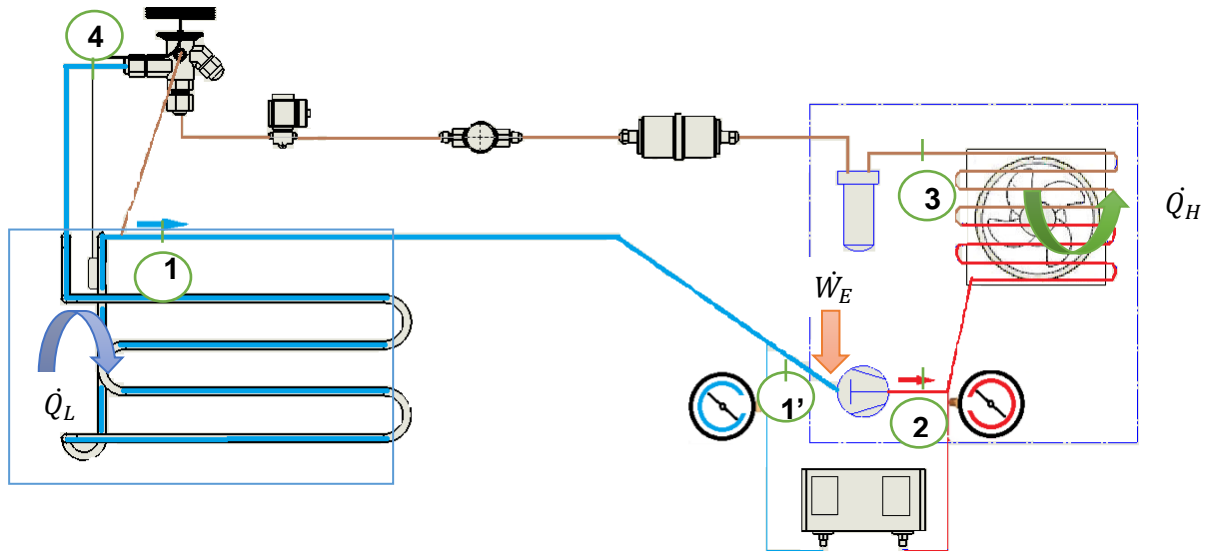


Figura 3.2. Diagrama esquemático del ciclo de refrigeración del generador de hielo tubular. (Fuente: propia)

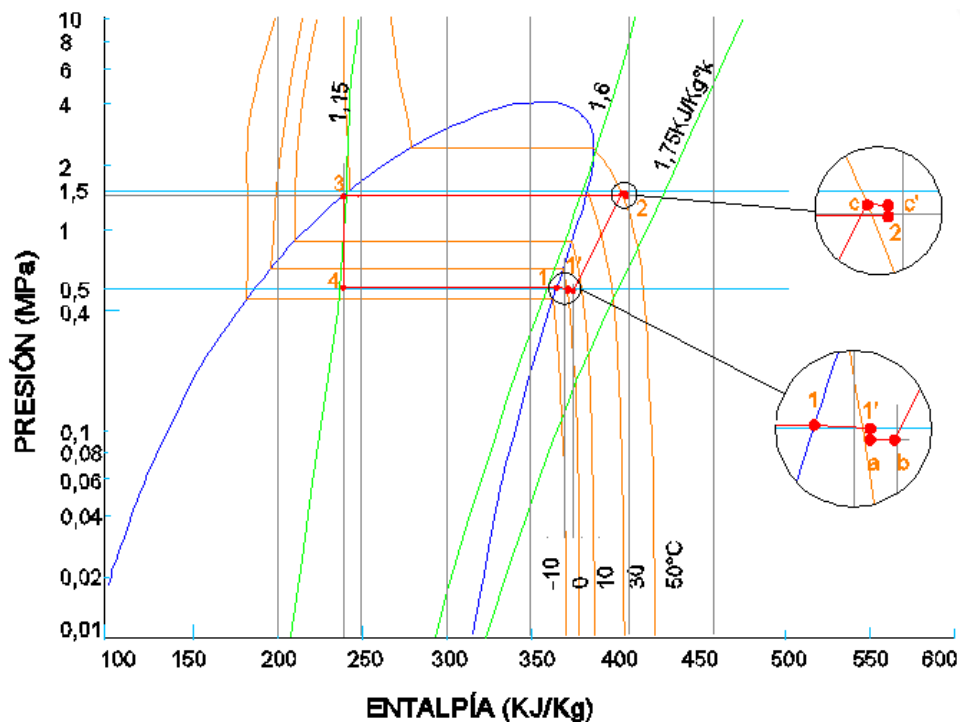


Figura 3.3. Diagrama Presión - Entalpía del generador de hielo tubular. (Fuente: propia)

3.1.2. Datos

Es importante definir las características y propiedades del refrigerante, del fluido de trabajo que en este caso es agua y también las propiedades ambientales en las que se desarrollará este estudio. En las Tablas 3.1, 3.2 y 3.3, se establecen los datos necesarios para el estudio

de cada punto del proceso del ciclo. En la Tabla 3.1 se visualizan los datos numéricos obtenidos de las consideraciones que se tomaron en cuenta para el estudio de este ciclo.

Tabla 3.1. Consideraciones.

CONSIDERACIÓN	VALOR
Variación de temperatura por la eficiencia del condensador	$\Delta T_{CONDENSADOR}$ $\approx 25^{\circ}\text{F}$ (14°C)
Aumento de temperatura del refrigerante en la tubería de aspiración	$\Delta T_{tas\pi} \approx 10^{\circ}\text{F}$ ($5,6^{\circ}\text{C}$)
Caída de presión en la válvula de aspiración hacia el compresor	$\Delta P \approx 4$ Psi ($0,027\text{MPa}$)
Aumento de temperatura del refrigerante por el contacto que tiene este fluido con la superficie interna del compresor	$\Delta T = T_a - T_b \approx 10^{\circ}\text{F}$ ($5,6^{\circ}\text{C}$)
Caída de presión a la salida del condensador tomando en cuenta la fricción del refrigerante al pasar por este componente	$\Delta P_{CONDENSADOR} \approx 6$ Psi ($0,041$ MPa)
Eficiencia isotrópica del condensador	$\eta \approx 0,80$

(Fuente: propia)

Datos Ambientales de Riobamba

De las características ambientales del sitio en donde se realiza este estudio depende el desempeño del equipo y su eficiencia. En base a los datos de la Tabla 3.1 se realizaron los cálculos termodinámicos; además, en la Tabla 1 del Anexo 1 se encuentran las propiedades a presión atmosférica del aire para distintas temperaturas necesario para el estudio de transferencia de calor.

Tabla 3.2. Datos Ambientales de RIOBAMBA – ESTACIÓN ESPOCH.

PARÁMETRO	VALOR
Altura Estación	2740 m
Temperatura promedio meses: Noviembre a Febrero	15°C
Punto de rocío	6°C
Humedad relativa promedio meses considerados	51%
Presión atmosférica	72706 Pa

(Fuente: propia)

Datos Refrigerante R404a

La temperatura de evaporación esta especificada en la Tabla 3.3, para la capacidad frigorífica necesaria 1159 W, la temperatura de evaporación es de -5°C . Con este valor definimos la presión y entalpía.

Es necesario definir las propiedades en el estado de condensación del refrigerante.

$$T_{CONDENSACIÓN} = T_{RIOBAMBA} + \Delta T_{CONDENSADOR}$$

La temperatura de Riobamba está indicada en la Tabla 3.2 como la temperatura promedio igual a 15°C y al considerar que:

$$\Delta T_{CONDENSADOR} \approx 25^{\circ}\text{F} \approx 13,89^{\circ}\text{C}$$

La temperatura de condensación aproximada es:

$$T_{CONDENSACIÓN} \approx 28,89^{\circ}\text{C}$$

Con esta temperatura se calcula la presión y entalpía de condensación del refrigerante. Estos resultados se pueden observar en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Datos Refrigerante R404a.

PARÁMETRO		VALOR
Temperatura de evaporación	$T_{e_{ref}}$	-5°C
Presión de evaporación	$P_{e_{ref}}$	0,5106 MPa
Entalpía de evaporación	$h_{e_{ref}}$	363,2745 kJ/kg
Temperatura de condensación	$T_{c_{ref}}$	28,9 °C
Presión de condensación	$P_{c_{ref}}$	1,3750 MPa
Entalpía de condensación	$h_{c_{ref}}$	377,8004 kJ/kg
Temperatura de evaporación para la capacidad frigorífica del equipo	T_1	-5°C

(Fuente: propia)

Datos del Agua en el Reservorio

Para el estudio del ciclo es necesario considerar las temperaturas a las que se encontraría el agua en distintos puntos del tanque, los valores con los que se iniciará el análisis se encuentran en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Datos del Agua en el tanque.

PARÁMETRO		VALOR
Temperatura ambiente	$T_{agua\ amb}$	18°C
Temperatura mínima asumida del agua	$T_{agua\ min}$	1°C
Temperatura de capa superficial agua - evaporador	T_{s1}	0°C

(Fuente: propia)

Las propiedades como densidad, calor específico, viscosidades dinámica y cinemática, conductividad térmica, número de Prandtl, coeficiente de expansión, entre otros se obtuvieron de la Tabla 2 del Anexo 1.

Datos Estructurales

En las tablas 3.5 y 3.6 se muestran las características estructurales principales sobre el conjunto tanque - evaporador, es necesario una descripción dimensional de materiales y propiedades de los materiales que los conforman:

Tabla 3.5. Datos del evaporador.

PARÁMETRO		ESPECIFICACIONES	UNIDAD
Material		Cobre	
Longitud	L	5,91	m
Diámetro interno	D_i	0,0138	m
Diámetro externo	D_e	0,0158	m
Espesor	e	0,001	m
Conductividad térmica	k_c	401	W/m °K
Área de transferencia de calor	A_0	0,2947	m ²
Paso transversal entre centros de los tubos	S_T	0,0850	m
Volumen	V_e	0,0012	m ³

(Fuente: propia)

Tabla 3.6. Datos del tanque reservorio.

PARAMETRO		ESPECIFICACIONES	UNIDAD	
Dimensiones	Alto	h	0,55	m
	Largo	L_t	0,8	m
	Ancho	w	0,4	m
	Volumen	V_t	0,176	m ³
Materiales	Paredes		Acero INOX. 304	
	Techo		Acrílico	
Espesores	Aislamiento		Poliuretano expandido	
	Acero	e_{ac}	0,9	mm
	Acrílico	e_{acr}	4	mm
	Poliuretano	e_p	50	mm
Conductividad térmica	Acero	k_{ac}	14,9	W/m °K
	Acrílico	k_{acr}	0,2	W/m °K
	Poliuretano	k_p	0,017	W/m °K

(Fuente: propia)

3.1.3. Modelación del ciclo térmico

3.1.3.1. Punto 1

El refrigerante idealmente se encontraría como vapor saturado a la temperatura descrita en la Tabla 3.3. Es decir:

$$T_1 = -5^\circ\text{C}$$

$$x_1 = 100\% = 1$$

Dónde,

T_1 : Temperatura del refrigerante en el punto 1, °C

x_1 : Calidad del refrigerante como vapor saturado

Con estos datos y utilizando las tablas de propiedades termo físicas del refrigerante R404a (Tabla 3 y Tabla 4 del Anexo 1), se interpola los valores de Presión P_1 y Entalpía h_1 para este punto.

3.1.3.2. Punto 1'

Considerando un aumento de temperatura del refrigerante en la tubería de aspiración, el fluido se encuentra como vapor recalentado, entonces:

$$\Delta T = T_1' - T_1 \approx 10^\circ\text{F}$$

$$T_1' = \Delta T + T_1$$

La presión en este nuevo punto será igual a la presión del punto 1:

$$P_1 = P_1'$$

La entalpía h_1' para este punto real, se calcula mediante la ecuación del cambio de entalpía a presión constante (Ashrae Standard, 2001), la cual indica:

$$h_1' = h(T_1', P_1) = h(T_1, P_1) + \int_{T_1}^{T_1'} C_{p_{ref}} dT \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Dónde,

$C_{p_{ref}}$: Calor específico del refrigerante a la presión P_1 , $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$

3.1.3.3. Punto a

Se considera una caída de presión en la válvula de aspiración hacia el compresor de:

$$\Delta P \approx 4 \text{ Psi}$$

Entonces:

$$P_a \approx P_1' - 4 \text{ Psi}$$

Se mantiene la temperatura del punto 1'

$$T_a = T_1'$$

La entalpía para este punto se calcula mediante la ecuación del cambio de entalpía a temperatura constante (Ashrae Standard, 2001), la cual indica:

$$h_a = h(T_1', P_a) = h(T_1', P_1') + \int_{P_1'}^{P_a} \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dT \quad (\text{Ec. 3.2})$$

O también:

$$h_a = h(T_1', P_1') + \int_{P_1'}^{P_a} \left[v_a - T_a \frac{R_{ref}}{P_1'} \right] dT \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Dónde,

R_{ref} : Constante del refrigerante, $\frac{MPa}{kg \cdot ^\circ K}$

v_a : Volumen específico del refrigerante en el punto a, $\frac{m^3}{kg}$

3.1.3.4. Punto b

Se considera un aumento de temperatura del refrigerante por el contacto que tiene este fluido con la superficie interna del compresor, entonces:

$$\Delta T = T_a - T_b \approx 10^\circ\text{F}$$

$$T_b = T_a - \Delta T$$

La presión en este punto se mantendrá constante:

$$P_a = P_b$$

Entonces mediante la ecuación 3.3 se calcula la Entalpía. h_b .

3.1.3.5. Punto c

Se considera una caída de presión a la salida del condensador tomando en cuenta la fricción del refrigerante al pasar por este componente.

$$\Delta P_{\text{CONDENSADOR}} \approx 6 \text{ Psi} \approx 0,041 \text{ MPa}$$

$$P_c = P_{\text{condensación}} + \Delta P$$

Se toma en cuenta la presión de condensación expresada en la Tabla 3.2, entonces:

$$P_c \approx 1,416 \text{ MPa}$$

Para el cálculo de la entalpía se utiliza la ecuación 3.4. Esta expresión se utiliza para calcular la entalpía del refrigerante sobre la línea de entropía constante considerando un proceso de compresión isentrópica un estado inicial y un estado final.

La expresión empírica descrita para este caso de estudio indica:

$$h_c = c_1 + c_2(T_c - T_b) + c_3(T_c - T_b)^2 + c_4(T_c - T_b)^3 + h_b \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Donde,

c_1, c_2, c_3, c_4 = coeficientes calculados en base a las Tablas ASHRAE del refrigerante cuyos valores se encuentran en la Tabla 3.7

T_{s1} = Temperatura de saturación del refrigerante como vapor a la presión P_b , °C

T_{s2} = Temperatura de saturación del refrigerante como vapor a la presión P_c , °C

Tabla 3.7. Coeficientes para el cálculo de la entalpía en un proceso de compresión isentrópica para el Refrigerante R404a.

PARÁMETRO	VALOR
c_1	0,982937878
c_2	0,495342134
c_3	0
c_4	0

(Fuente: propia)

3.1.3.6. Punto c'

El punto se aproxima a la realidad asumiendo una eficiencia isentrópica del compresor η_C del 80%.

Así que:

$$\eta_C = \frac{h_c - h_b}{h_{c'} - h_b} = 0,8 \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Entonces:

$$h_{c'} = \frac{h_c - h_b}{\eta_C} + h_b \quad (\text{Ec. 3.6})$$

3.1.3.7. Punto 2

Se considera una caída de presión isoentálpica al pasar por el condensador de tal forma que la presión en este punto será igual a la presión de condensación en la línea de líquido saturado a temperatura de condensación.

$$P_c = P_{c_{ref}}$$

$$h_{c'} = h_2$$

3.1.3.8. Punto 3

El refrigerante al llegar a este punto ha salido del condensador, pasó por el filtro, válvula solenoide, y se encuentra en la válvula de expansión. La presión ya se definió en el Punto 2, la temperatura esta expresada en la Tabla 3.3.

$$P_3 = P_{c_{ref}}$$

$$T_3 = T_{c_{ref}}$$

Con estos valores se calcula la entalpía h_3 en este punto.

3.1.3.9. Punto 4

Al salir el refrigerante por la válvula de expansión se redujo en gran parte la presión evitando pérdidas de entalpía. La temperatura y la presión serán igual a los datos de temperatura y presión considerados en el punto 1. Entonces:

$$h_3 = h_4$$

3.1.3.10. Cálculo del coeficiente de Performance COP

Se calcula el coeficiente de performance o desempeño como una medida de efectividad del sistema de refrigeración, se evaluó la razón entre el efecto refrigerante útil y la energía neta suministrada por el compresor.

Este coeficiente se calcula como se muestra en la ecuación. 3.7.

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

La eficiencia frigorífica η_{frig} se evalúa en función del Coeficiente de Performance de Carnot, definida por la ecuación 3.9. Para calcular el COP_{CARNOT} se evalúa en función de las temperaturas de ingreso y salida de la unidad condensadora como se muestra en la ecuación 3.8.

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

$$\eta_{frig} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Donde,

T_1 = Temperatura de ingreso al compresor, -5°C

T_2 = Temperatura de salida del condensador, 28,9 °C

3.1.3.11. Cálculo del Flujo Másico de Refrigerante

La cantidad de refrigerante suministrado en el equipo se encuentra en función de la carga térmica a ser retirada, para evaluarla se utilizó también la capacidad de la unidad condensadora suministrada en el catálogo del producto.

$$\dot{m}_{REFRIGERANTE} = \frac{\dot{Q}}{h_b - h_4} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Donde,

$$\dot{m}_{REFRIGERANTE} = \text{Flujo másico del refrigerante, } \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q} = \text{Capacidad de la unidad condensadora, } W$$

3.1.4. Modelación de transferencia de calor

En primera instancia se calculará la carga térmica perdida hacia el ambiente para poder obtener un calor de carga neta del equipo. Para esto se estudió la convección libre del aire exterior y el agua, se consideran las resistencias térmicas de los materiales que conforman el tanque y se evaluará la transferencia de calor del ambiente hacia el interior del tanque.

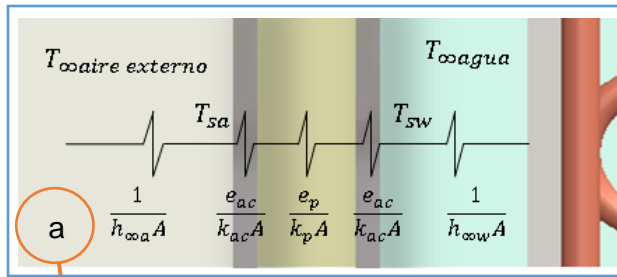
Después se evalúa la convección forzada del refrigerante dentro del evaporador, la convección libre del agua y la conducción de calor entre el evaporador y la capa de hielo que se va formando con el tiempo.

Como se observa en la Figura 3.4 y Figura 3.5, en el generador de hielo tubular, el evaporador y el tanque reservorio forman un solo equipamiento. Como estos dos elementos están termodinámicamente acoplados es necesario estudiarlos juntos.

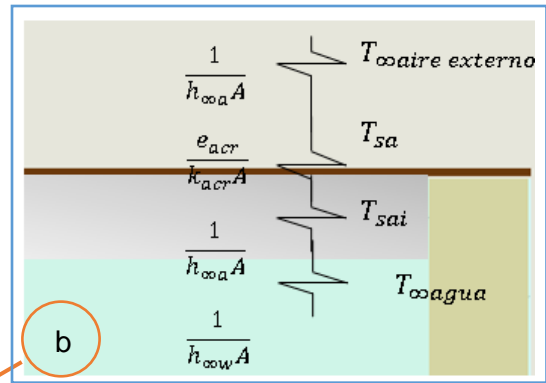
3.1.4.1. Consideraciones de flujo de calor

Para el modelo se consideró tres situaciones básicas:

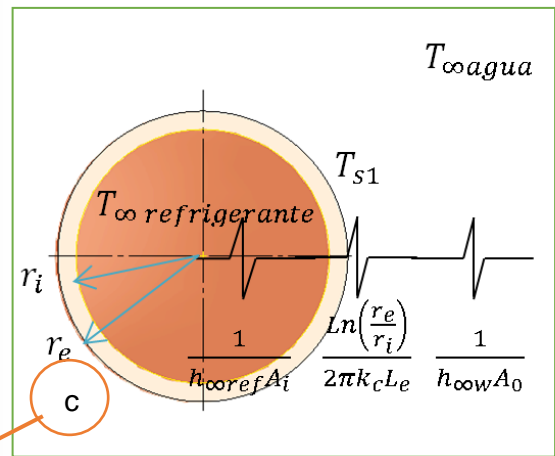
Flujo de calor ambiental hacia el interior del tanque. El calor fluye desde un foco caliente hacia un foco frío, de esta forma si en el interior del tanque se tiene agua a baja temperatura y hielo sobre el evaporador; el calor se transmitirá por convección libre del aire hacia las paredes externas del tanque. Esta es la primera etapa de este fenómeno.



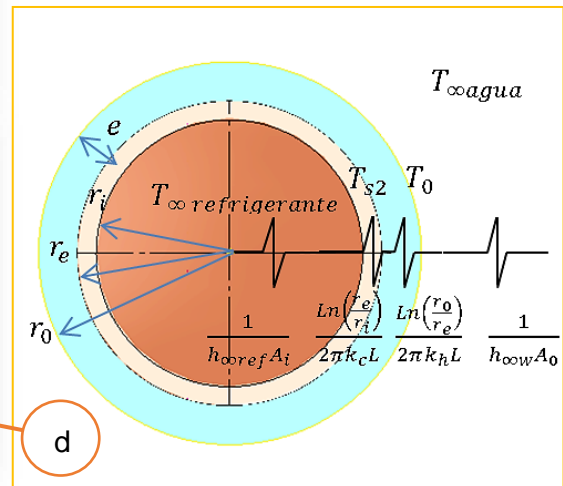
Transf. de calor - paredes del tanque



Transf. de calor - techo del tanque



Transf. de calor – evaporador
Proceso de enfriamiento de agua



Transf. de calor – evaporador
Proceso de generación de hielo

Figura 3.4. Estudio de transferencia de calor en el tanque reservorio y evaporador del generador de hielo tubular. a) Sección transversal de la pared b) Sección transversal del techo c) Sección transversal de la cañería del evaporador en el enfriamiento d) Sección transversal de la cañería del evaporador en la generación de hielo.

(Fuente: propia)

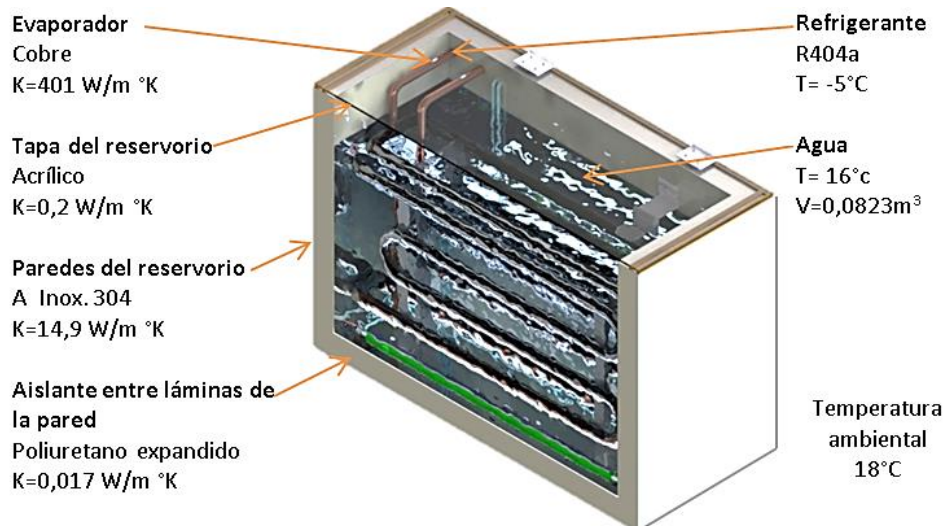


Figura 3.5. Elementos que intervienen en la transferencia de calor del generador de hielo tubular. (Fuente: propia)

En la segunda etapa el calor se transmite por conducción desde las paredes externas del tanque pasando por la capa de aislante y las paredes internas del tanque hasta llegar al agua. Aquí la transferencia se estudia como convección libre.

Enfriamiento del agua sin formación de hielo en el tanque. En esta situación se presenta el fenómeno de transferencia de calor del agua hacia el refrigerante el cual se divide en dos etapas: la primera corresponde a la transferencia de calor libre entre el agua y la superficie exterior de la tubería del evaporador, la segunda etapa hace referencia a la transferencia de calor existente de la superficie externa del tubo para el refrigerante.

Formación de hielo sobre el evaporador. En la fase de congelamiento se considera dos etapas. La primera describe la transferencia de calor del agua hacia la capa de hielo, la segunda etapa presenta la transferencia de calor desde la capa superficial de hielo hacia el fluido refrigerante.

En la Figura 3.6 se presenta el diagrama de procesos para el estudio de transferencia de calor del generador de hielo tubular.

3.1.4.2. Evaluación de propiedades físicas necesarias

Para los cálculos de convección y conducción del aire y agua se evalúa las propiedades físicas necesarias a temperatura fílmica.

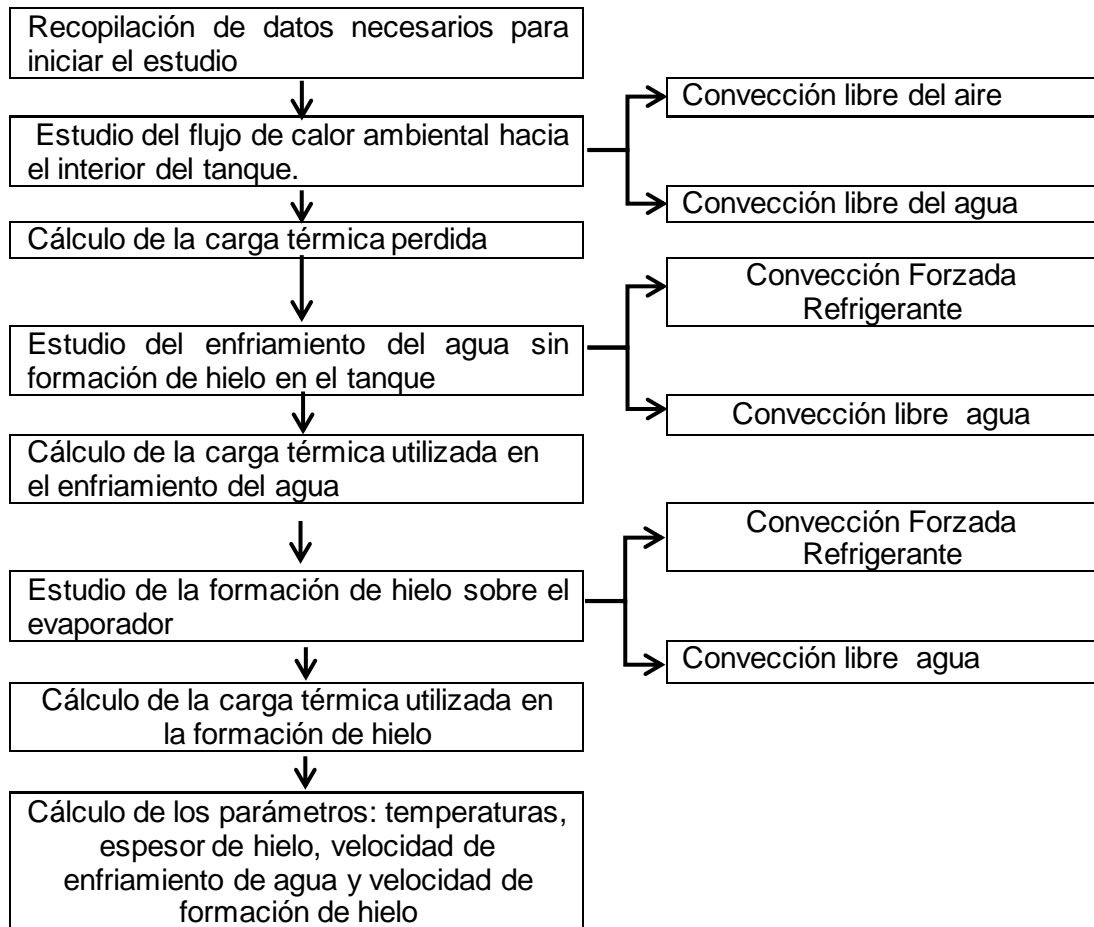


Figura 3.6. Diagrama de procesos en el estudio de transferencia de calor del generador de hielo tubular.
(Fuente: propia)

La temperatura filmica es calculada mediante la ecuación 3.10.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Donde,

T_s = Temperatura de la capa superficial, °C

T_∞ = Temperatura del fluido, °C

Las temperaturas de capa superficial en contacto con el aire y agua, T_{sa} y T_{sw} respectivamente son valores asumidos (Tabla 3.8).

Tabla 3.8. Temperaturas de capa superficial tanque y evaporador.

PARÁMETROS	VALOR
T_{sa}	20 °C
T_{sw}	0 °C

(Fuente: propia)

Mediante procesos iterativos se aproximarán estos valores para obtener datos de coeficientes convectivos de transferencia de calor más exactos para estos fluidos.

3.1.4.3. Estudio del flujo de calor ambiental hacia el interior del tanque

Convección libre del aire. Se evalúan las propiedades físicas del aire ($\rho, \mu, \gamma, k, Cp, Pr, \beta$) en función de la temperatura fílmica de este fluido utilizando los datos de la Tabla 1 del Anexo 1.

Los efectos de la convección libre del aire están representados por el número de Grashof, este parámetro adimensional se calcula mediante la ecuación 3.11.

$$Gr = \frac{g \beta (T_{sa} - T_{\infty \text{aire externo}}) L^3}{\gamma^2} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Donde,

Gr = Número de Grashof

g = Gravedad, $\frac{m}{s^2}$

β = Coeficiente de expansión, $\frac{1}{^\circ C}$

T_{sa} = Temperatura de la capa superficial del tanque en contacto con el aire, $^\circ C$

$T_{\infty \text{aire externo}}$ = Temperatura del aire, $^\circ C$

L = Longitud de la pared externa del tanque, m

γ = Viscosidad cinemática, $\frac{m^2}{s}$

El siguiente número adimensional asociado con la transferencia de calor dentro del fluido a calcularse es el Número de Rayleigh. La ecuación 3.12 la define para el caso de convección libre en las paredes del tanque.

$$Ra = Gr * Pr \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Donde,

Ra = Número de Rayleigh

Pr = Número de Prandtl

Se evalúa el mejoramiento de la transferencia de calor a través del aire como resultado de la convección en relación a la conducción con la ecuación 3.13. Esta correlación empírica evalúa la convección sobre la superficie externa de las paredes (Tabla 6 – Anexo 1).

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Donde,

Nu = Número de Nusselt

El coeficiente convectivo promedio de la transferencia de calor del aire sobre la superficie se evalúa en función del número de Nusselt mediante la ecuación 3.14.

$$h_{\infty a} = \frac{Nu k_a}{L} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Donde,

$h_{\infty a}$ = Coeficiente convectivo promedio del aire exterior, $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$

k_a = Conductividad térmica del agua, $\frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$

Convección libre de agua. Por otra parte, las propiedades físicas del agua serán evaluadas a la temperatura media aritmética definida por la ecuación 3.15, para luego calcular la temperatura fílmica.

$$T_{mW} = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Donde,

T_{mW} = Temperatura media aritmética del agua, $^\circ C$

T_i = Temperatura inicial del agua, $^\circ C$

T_e = Temperatura final del agua, $^\circ C$

Se evaluó el número de Prandtl mediante la ecuación 3.16. Este número adimensional evalúa la razón entre la viscosidad y la difusividad térmica del agua.

$$Pr = \frac{\mu_W C_{pW}}{k_W} \quad (\text{Ec. 3.16})$$

Donde,

Pr = Número de Prandtl para el agua

μ_W = Viscosidad dinámica del agua, $\frac{kg}{m \text{ } s}$

C_{pW} = Calor específico del agua, $\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}$

k_W = Conductividad térmica del agua, $\frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$

Utilizando el número de Grashof evaluado a temperatura filmica y el número de Prandtl, se calculó el número de Rayleigh en base a la ecuación 3.12. De igual manera, a través de la ecuación 3.13 se evaluó el número de Nusselt para el agua.

El coeficiente convectivo promedio de la transferencia de calor del agua sobre la superficie interna se evalúa mediante la ecuación 3.17.

$$h_{\infty W} = \frac{Nu k_W}{L_2} \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Donde,

$h_{\infty W}$ = Coeficiente convectivo promedio del agua, $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$

L_2 = Longitud de la pared interna del tanque, m

3.1.4.4. Cálculo de la carga térmica perdida a través del tanque

La carga térmica que fluye por paredes, techo y piso del tanque se define mediante la ecuación 3.18, al ser este un calor sensible.

$$\dot{Q}_{perdida} = UAF\Delta T \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Donde,

$\dot{Q}_{perdida}$ = Carga térmica perdida, W

U = Coeficiente global de transferencia de calor, $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$

F = Factor por disposición de tubería del evaporador

ΔT = Variación de temperaturas interna y externa a la pared del tanque, $^\circ\text{C}$

Considerando los materiales que conforman el tanque y con ello las resistencias térmicas que se encuentran a lo largo de la trayectoria del flujo de calor, además de las distintas áreas de transferencia térmica; se genera un modelo de carga térmica perdida de forma separada para cada área de transferencia de calor del tanque. La ecuación 3.19 y ecuación 3.20 resumen la forma de cálculo de esta carga térmica.

$$\dot{Q}_{perdida} = \frac{\Delta T}{\sum R_T} \quad (\text{Ec. 3.19})$$

$$R_T = \frac{1}{UA} \quad (\text{Ec. 3.20})$$

Donde,

ΔT = Variación de temperaturas del fluido, °C

$\sum R_T$ = Sumatoria de resistencias térmicas a lo largo de la trayectoria del flujo, $\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$

R_T = Resistencia térmica $\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$

A = Área de transferencia de calor, m^2

Las resistencias térmicas para paredes techo y piso se detallan en la Figura 3.4. a) y b). Es necesario seleccionar el área de transferencia de calor específica en cada caso, estas áreas se pueden visualizar en la Figura 3.7. La Tabla 3.9 muestra los valores de las áreas de paredes en contacto con aire y agua en el tanque.

Tabla 3.9. Áreas de transferencia de calor en el tanque.

ÁREAS DE TRANSF. DE CALOR	VALOR
$A1_e$	$0,44\text{m}^2$
$A1_i$	$0,35\text{m}^2$
$A2_e$	$0,22\text{m}^2$
$A2_i$	$0,15\text{m}^2$
$A3$	$0,32\text{m}^2$

(Fuente: propia)

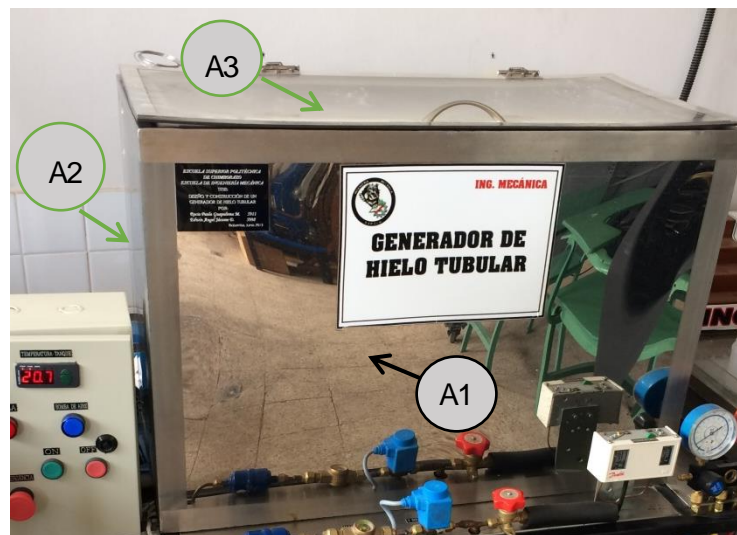


Figura 3.7. Áreas de transferencia de calor.
(Fuente: propia)

El coeficiente global de transferencia de calor para el estudio de la pared 1 (Figura 3.7) se evaluó mediante la ecuación 3.21.

$$U_1 = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_{\infty a} A1_e} + \frac{e_{ac}}{k_{ac} A1_e} + \frac{e_p}{k_p A1_e} + \frac{e_{ac}}{k_{ac} A1_e} + \frac{1}{h_{\infty w} A1_e} \right]} A \quad (\text{Ec. 3.21})$$

Donde,

$h_{\infty a}$ = Coeficiente convectivo del Aire (exterior), $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

$h_{\infty w}$ = Coeficiente convectivo del agua (interior), $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

e_{ac} = Espesor de la lámina de acero, m

e_p = Espesor de la pared de poliuretano expandido, m

k_{ac} = Conductividad térmica de acero, $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

k_p = Conductividad térmica del poliuretano, $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

Entonces, el flujo de calor que atraviesa la pared A1 del tanque hacia el agua que se encuentra en el interior se evalúa con la ecuación 3.22.

$$\dot{Q}_{pared A1} = \frac{T_{\infty aire\ externo} - T_{mW}}{\frac{1}{h_{\infty a} A_{1e}} + \frac{e_{ac}}{k_{ac} A_{1e}} + \frac{e_p}{k_p A_{1e}} + \frac{e_{ac}}{k_{ac} A_{1e}} + \frac{1}{h_{\infty w} A_{1e}}} \quad (\text{Ec. 3.22})$$

3.1.4.5. Corrección de los coeficientes convectivos $h_{\infty a}$ y $h_{\infty w}$

Esta corrección se realiza mediante un proceso iterativo en el que se aproximan las temperaturas de capa superficial T_{sa} y T_{sw} que fueron asumidas inicialmente. Se considera la pared A1 para el cálculo.

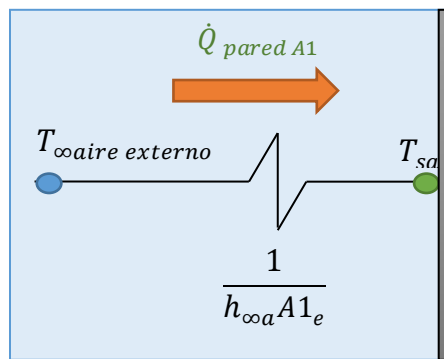


Figura 3.8. Flujo de calor a través de la superficie A1.
(Fuente: propia)

El flujo de calor que llega a la pared A1, es el mismo que pasará por cada resistencia térmica hasta llegar al agua. La resistencia térmica del aire se puede expresar en función de la ecuación 3.19 y 3.20 como se observa en la ecuación 3.23.

$$\sum R_T 1 = \frac{1}{h_{\infty a} A_{1e}} = \frac{T_{\infty aire\ externo} - T_{sa}}{\dot{Q}_{pared A1}} \quad (\text{Ec. 3.23})$$

De donde se puede despejar la temperatura de capa superficial T_{sa} , obteniendo la ecuación 3.24.

$$T_{sa} = T_{\infty \text{aire externo}} - \frac{\dot{Q}_{pared A1}}{h_{\infty a} A1_e} \quad (\text{Ec. 3.24})$$

Se utiliza la resistencia térmica en el ambiente convectivo del agua para calcular la temperatura de capa superficial T_{sw} , de la misma forma en que se obtuvo la ecuación 3.24, se define la ecuación 3.25.

$$T_{sw} = T_{\infty \text{aire externo}} - \frac{\dot{Q}_{pared A1}}{h_{\infty w} A1_i} \quad (\text{Ec. 3.25})$$

Entonces, al volver a calcular las temperaturas de superficie (Ec. 3.24 y Ec. 3.25) se puede recalculer: la temperatura fílmica, las propiedades físicas de los fluidos de trabajo y demás cálculos anteriores, hasta encontrar una variación mínima en los resultados de T_{sa} y T_{sw} . De esta forma, los últimos valores calculados de $h_{\infty a}$ y $h_{\infty w}$ serán los que se utilizarán para cálculos posteriores.

El coeficiente global de transferencia de calor para el estudio del flujo de carga por techo, se evaluó mediante la ecuación 3.26.

$$U_2 = \frac{1}{\left[\frac{2}{h_{\infty a}} + \frac{e_{acr}}{k_{acr} A1_e} + \frac{1}{h_{\infty w}} \right]} \quad (\text{Ec. 3.26})$$

La carga térmica de pérdidas total, es igual a la sumatoria de las cargas térmicas por paredes techo y piso (Ec. 3.27).

$$\dot{Q}_{pérdidas_{total}} = 2 * \dot{Q}_{pared A1} + 2 * \dot{Q}_{pared A2} + \dot{Q}_{piso} + \dot{Q}_{techo} \quad (\text{Ec. 3.27})$$

Siendo,

$$\dot{Q}_{pared A1} = U_1 * A1_e * (T_{\infty \text{aire externo}} - T_{mW}) \quad (\text{Ec. 3.28})$$

$$\dot{Q}_{pared A2} = U_1 * A2_e * (T_{\infty \text{aire externo}} - T_{mW}) \quad (\text{Ec. 3.29})$$

$$\dot{Q}_{piso} = U_1 * A3 * (T_{\infty \text{aire externo}} - T_{mW}) \quad (\text{Ec. 3.30})$$

$$\dot{Q}_{techo} = U_2 * A_3 * (T_{\infty \text{aire externo}} - T_{mW}) \quad (\text{Ec. 3.31})$$

La carga neta con la que cuenta el sistema para enfriamiento de agua y generación de hielo, se definió mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{neto} = \dot{Q}_{equipo} - \dot{Q}_{pérdidas_{total}} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

Donde,

$$\dot{Q}_{equipo} = \text{Capacidad de la unidad condensadora, 1159 W}$$

3.1.4.6. Estudio del enfriamiento del agua sin formación de hielo en el tanque

Par este estudio se utilizó los valores característicos del evaporador que se muestran en la Tabla 3.5, a más de las propiedades del refrigerante (Tabla 3 – Anexo 1) y del agua (Tabla 4 – Anexo 1).

El área de transferencia de calor lo conforma la pared externa del evaporador evaluada por:

$$A_0 = 2\pi r_e L \quad (\text{Ec. 3.33})$$

Donde,

A_0 = Superficie externa del evaporador, m^2

L = Longitud del evaporador, m

r_e = Radio externo del serpentín, m

Entonces, la capacidad calorífica a transmitirse q'' se evaluará mediante:

$$q'' = \frac{\dot{Q}_{neto}}{A_0} \quad (\text{Ec. 3.34})$$

Convección Forzada Refrigerante. En el interior del evaporador se produce el cambio de fase. El área de transferencia de calor es ahora una superficie de calentamiento en donde se originan burbujas por ebullición del refrigerante.

Como el sistema frigorífico hace que el refrigerante este en constante movimiento, esta ebullición es forzada. En primera instancia la ebullición se estudió como nucleada para después pasar a convectiva.

Se considera la correlación de Kandlikar (1990, 1991) para transferencia de calor por convección generalizada de ebullición para tubos verticales y horizontales, en donde indica que el coeficiente de transferencia de calor para ebullición convectiva en el evaporador se evalúa a través del valor máximo entre los coeficientes de ebullición de las regiones de ebullición nucleada y convectiva dominante (Ec. 3.35).

$$h_{ref} = \text{máx}[h_{NBD}, h_{CBD}] \quad (\text{Ec. 3.35})$$

Donde,

h_{ref} = Coeficiente de transferencia de calor en ebullición forzada del refrigerante

h_{NBD} = Coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición nucleada dominante

h_{CBD} = Coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición convectiva dominante

El coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición nucleada dominante se define por:

$$h_{NBD} = [0,6683 Co^{-0,2} f_2(Fr_{l0}) + 1058 Bo^{0,7} F_{fl}] (1 - x)^{0,8} h_{l0} \quad (\text{Ec. 3.36})$$

Donde,

Co = Número de convección

f_2 = Factor de fricción del refrigerante

Fr_{l0} = Número de Froude

Bo = Punto de ebullición

F_{fl} = Parámetro de asociación superficie fluido

x = Calidad del fluido refrigerante

h_{l0} = Coeficiente de transferencia de calor, $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

Mientras que el coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición convectiva dominante se define por:

$$h_{CBD} = [1,136 Co^{-0,9} f_2(Fr_{l0}) + 667,2 Bo^{0,7} F_{fl}] (1 - x)^{0,8} h_{l0} \quad (\text{Ec. 3.37})$$

Con las propiedades físicas del refrigerante como líquido y gas (Tabla 3.10) se realiza la modelación del coeficiente por ebullición del refrigerante. La calidad del fluido puede variar de 0,1 a 0,95 de tal modo que los cálculos se realizaron para este rango con un paso de 0,1.

Tabla 3.10. Propiedades físicas refrigerante 404a.

PARÁMETRO		VALOR		UNIDAD
		LÍQUIDO [l]	GAS [g]	
Densidad	ρ_r	1048	18,2	kg/m ³
Viscosidad	μ_r	0,000128	0,0000122	kg /m s
Conductividad térmica	k_r	0,0683	0,01346	W/ (m °C)
Número de Prandtl	Pr_r	2,7627385	1,051076	W/ (m °C)
Calor específico	Cp_{ref}	1474,18	1159,63	J/ (kg °K)
Calor latente de vaporización	hfg_r		373220	J/kg
Velocidad másica	G		64,77	kg / (s m) ^2

(Fuente: propia)

El Número de convección (valor adimensional), relaciona las densidades como líquido y vapor a un porcentaje de mezcla determinado. Se evaluó mediante la ecuación 3.38.

$$Co = \left(\frac{\rho_{rg}}{\rho_{rl}} \right)^{0,5} \left(\frac{1-x_r}{x_r} \right)^{0,8} \quad (\text{Ec. 3.38})$$

Por otra parte, el punto de ebullición Bo , relaciona la capacidad calorífica del equipo con la velocidad a la que el refrigerante se evapora dentro del serpentín. Se define como:

$$Bo = \frac{q''}{G_r hfg_r} \quad (\text{Ec. 3.39})$$

Se calcula también el número de Froude, el cual relaciona el efecto de las fuerzas de inercia y las fuerzas de gravedad que actúan sobre un fluido.

$$Fr_{lo} = \frac{G_r^2}{\rho_{rl}^2 g Di} \quad (\text{Ec. 3.40})$$

Donde,

g = Aceleración de la gravedad, $\frac{m}{s^2}$

Di = Diámetro interno del evaporador, m

Se relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas a través del número de Reynolds.

$$Re_{lo} = \frac{G_r(1-x_r)D_i}{\mu_{rl}} \quad (\text{Ec. 3.41})$$

Con el valor del número de Froude se encuentra el factor de fricción del refrigerante, el cual es igual a:

$$f_2(Fr_{lo}) = \begin{cases} 1 & \text{tubos verticales u horizontales } (Fr_{lo} > 0,04) \\ (25Fr_{lo})^{0,3} & \text{tubos horizontales } (Fr_{lo} < 0,04) \end{cases} \quad (\text{Ec. 3.42})$$

$$(\text{Ec. 3.43})$$

El parámetro de asociación superficie fluido F_{fl} , se encuentra tabulado para distintos fluidos y refrigerantes. Debido a la inexistencia de un valor para el refrigerante R404a, se utilizará un valor promedio de los fluidos componentes. El valor para F_{fl} es 1,6.

De acuerdo al número de Prandtl (valor entre 0,5 y 2000) y el número de Reynolds, se evalúa el coeficiente de transferencia de calor mencionada en la ecuación 3.36. Se realiza una selección de entre estas dos opciones.

$$h_{lo} = \begin{cases} \frac{k_{rl}}{D_i} * \frac{(Re_{lo}-1000)Pr_{rl}(f_3/2)}{1+12,7(Pr_{rl}^{2/3}-1)(f_3/2)^{0,5}} & 2300 \leq Re_{lo} \leq 10^4 \\ \frac{k_{rl}}{D_i} * \frac{(Re_{lo}Pr_{rl}(f_3/2))}{1,07+12,7(Pr_{rl}^{2/3}-1)(f_3/2)^{0,5}} & 10^4 \leq Re_{lo} \leq 5x10^6 \end{cases} \quad (\text{Ec. 3.44})$$

$$(\text{Ec. 3.45})$$

Donde,

f_3 = Factor de fricción

El factor se evalúa mediante la ecuación 3.46.

$$f_3 = (1,58 \ln Re_{lo} - 3,28)^{-2} \quad (\text{Ec. 3.46})$$

Después de evaluados los coeficientes convectivos h_{NBD} y h_{CBD} se selecciona de entre los dos valores el máximo. Este procedimiento se realiza para distintos porcentajes de calidad y se toma un valor promedio de los máximos coeficientes.

Entonces:

$$h_{m\acute{a}x} = h_{\infty ref}$$

Donde,

$$h_{\infty ref} = \text{Coeficiente convectivo del refrigerante, } \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Convección libre del agua. Se evalúa primero el número de Grashof, seguido por el número de Rayleigh y número de Nusselt para encontrar el coeficiente convectivo. Para este caso las ecuaciones que los definen son:

Número de Grashof.

$$Gr = \frac{g\beta}{\gamma^2} (T_{s1} - T_{\infty w}) L^3 \quad (\text{Ec. 3.47})$$

Donde,

$$\beta = \text{Coeficiente convectivo del agua, } \frac{1}{^\circ C}$$

$$\gamma = \text{Velocidad cinemática, } \frac{m^2}{s}$$

Número de Rayleigh.

$$Ra = Gr * Pr \quad (\text{Ec. 3.48})$$

Número de Nusselt.

La ecuación 3.49 presenta la correlación empírica para el cálculo del número de Nusselt en un cilindro horizontal (Tabla 6 –Anexo 1).

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (\text{Ec. 3.49})$$

Para el cálculo del coeficiente convectivo se utiliza la siguiente ecuación.

$$h_{\infty w} = \frac{Nu k_w}{D_e} \quad (\text{Ec. 3.50})$$

3.1.4.7. Cálculo de la carga térmica utilizada en el enfriamiento del agua

En el enfriamiento del agua sin formación de hielo se calcula dos cargas térmicas, la primera \dot{Q}_{s1} toma en cuenta la resistencia térmica del agua solamente. Mientras que la segunda carga térmica evaluada \dot{Q}_{s2} , considera la resistencia térmica por las paredes del evaporador y la resistencia térmica del refrigerante.

Es decir, primero se evalúa el calor que fluye desde el agua hacia la superficie del evaporador y después se evalúa el calor que fluye desde esta superficie hacia el refrigerante.

$$\dot{Q}_{s1} = 2\pi r_e L h_{\infty w} (T_{mW} - T_{s1}) \quad (\text{Ec. 3.51})$$

$$\dot{Q}_{s2} = \frac{T_{s1} - T_1}{\frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k_c L} + \frac{1}{2\pi r_i L h_{\infty ref}}} \quad (\text{Ec. 3.52})$$

Donde,

$$T_{s1} = \text{Temperatura de capa superficial agua – evaporador, } ^\circ\text{C}$$

Para este cálculo también se ajustó los valores de la temperatura de capa superficial T_{s1} mediante un proceso iterativo, para después reajustar los coeficientes convectivos y calcular las cargas térmicas finales.

3.1.4.8. Cálculo de la carga térmica utilizada en la formación de hielo

De la misma forma en que se transfiere el calor en el estudio anterior sobre el enfriamiento de agua, la transferencia de calor hacia el refrigerante se dividió en dos etapas.

Durante la fase de formación de hielo sobre el evaporador, se calcula la carga térmica por transferencia de calor de agua hacia la capa superficial de hielo y la carga térmica por transferencia de calor desde la superficie de hielo hacia el refrigerante (Figura 3.9). Estas dos cargas térmicas se calculan mediante las ecuaciones 3.53 y 3.54 respectivamente.

$$\dot{Q}_{s3} = 2\pi(r_e + 2e)Lh_{\infty w2}(T_{mW} - T_0) \quad (\text{Ec. 3.53})$$

$$\dot{Q}_{s4} = \frac{T_0 - T_1}{\frac{\ln\left(\frac{r_e+e}{r_e}\right)}{2\pi k_h L} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k_c L} + \frac{1}{2\pi r_i L h_{\infty ref}}} \quad (\text{Ec. 3.54})$$

Donde,

T_0 = Temperatura de capa superficial agua – hielo, °C

$h_{\infty W2}$ = Coeficiente convectivo del agua durante la generación de hielo, $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

Es importante observar que la temperatura de capa superficial T_0 se mantiene a 0°C durante el cambio de fase del agua.

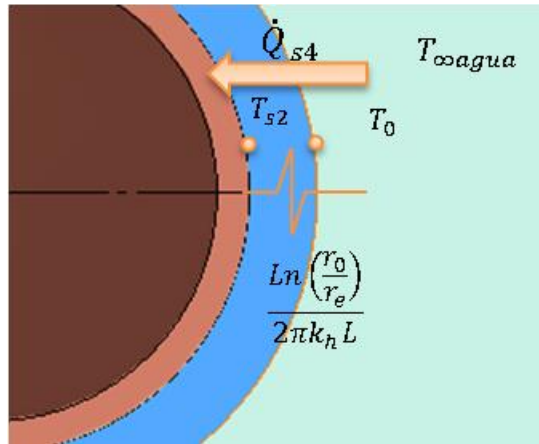


Figura 3.9. Flujo de calor a través de la superficie A1.
(Fuente: propia)

El coeficiente convectivo del agua durante la generación de hielo va disminuyendo conforme crece la capa de hielo que se forma sobre el evaporador. Al tomar en cuenta el crecimiento de la capa de hielo en la ecuación 3.50, se calculó el coeficiente convectivo del agua mediante:

$$h_{\infty W2} = \frac{Nu \cdot k_W}{D_e + 2e} \quad (\text{Ec. 3.55})$$

3.1.4.9. Tiempo necesario para enfriamiento de agua

El tiempo necesario para enfriar el agua del reservorio de una temperatura ambiental a una temperatura requerida, varía directamente con respecto a Q_{s1} . De la ecuación que define el calor sensible se obtiene la ecuación 3.56.

$$t_{enfriamiento\ agua} = \frac{1000 \cdot m_{agua} \cdot C_{p\ agua} (T_{agua\ amb} - T_{agua\ min})}{3600 (\dot{Q}_{neto} - \dot{Q}_{s1})} \quad (\text{Ec. 3.56})$$

Donde,

$t_{enfriamiento\ agua}$ = Tiempo de enfriamiento de agua, h

m_{agua} = Masa del agua en el tanque, kg

Cp_{agua} = Calor específico del agua, $\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$

La cantidad de masa de agua en el tanque se evaluó en función de los volúmenes del reservorio, evaporador y espacio carente de agua.

$$m_{agua} = \rho(V_t - V_e - V_{espacio\ vacio}) \quad (\text{Ec. 3.57})$$

Donde,

$$V_{espacio\ vacio} = 0,0273m^3$$

3.1.4.10. Espesor de hielo generado en un tiempo t

El espesor de hielo generado en este tiempo (Ec. 3.59 y Ec. 3.60), se evalúa en función del flujo de calor latente para la formación de hielo (Ec. 3.58). Este valor es el resultado de la diferencia entre el flujo de calor desde la superficie de hielo hacia el refrigerante y el flujo de calor del agua hacia la capa superficial de hielo.

Entonces:

$$\dot{Q}_{latente} = (\dot{Q}_{s4} - \dot{Q}_{s3}) = \frac{\pi(D_0^2 - D_e^2)\rho_h L h_{sf}}{4t} \quad (\text{Ec. 3.58})$$

$$e = \frac{\sqrt{\frac{4t(Q_{s4} - Q_{s3})}{1000 \pi \rho_h L h_{sf}} + D_e^2} - D_e}{2} \quad (\text{Ec. 3.59})$$

$$e = \frac{Q\Delta t}{\pi \rho L D_g h_{fg}} \quad (\text{Ec. 3.60})$$

La ecuación 3.60 se utiliza para evaluar la variación del espesor en un intervalo de tiempo Δt .

Donde,

D_0 = Diámetro de la capa superficial de hielo, m

D_e = Diámetro externo del serpentín, m

e = Espesor de hielo generado, m

t = Tiempo de generación de hielo, s

ρ_h =Densidad de hielo, $\frac{kg}{m^3}$

h_{sf} =Calor latente de fusión del agua, $\frac{kJ}{kg}$

Se debe notar que, el diámetro de la capa superficial de hielo es aproximadamente igual al diámetro externo del serpentín más dos valores de espesor de hielo formado.

$$D_0 \cong D_e + 2e \quad (\text{Ec. 3.61})$$

3.1.4.11. Temperatura de subenfriamiento del hielo

Para su cálculo se toma en cuenta la resistencia térmica que esta ejerce al paso del flujo de calor \dot{Q}_{s4} . Recordando que la temperatura de capa superficial del hielo T_0 es igual a cero, se tiene:

$$T_{s2} = -\dot{Q}_{s4} * \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_{e+e}}{r_e}\right)}{2\pi k_h L} \quad (\text{Ec. 3.62})$$

3.1.4.12. Masa de hielo generada

La masa de hielo generada se calcula en función del crecimiento del espesor de hielo formado en un determinado tiempo. Entonces:

$$m_h = \frac{\pi}{4} ((D_e + 2e)^2 - D_e^2) L \rho_h \quad (\text{Ec. 3.63})$$

3.1.4.13. Velocidad de formación de hielo

Se define como la razón entre el espesor de hielo generado en un determinado tiempo t.

$$v_{\text{formación hielo}} = \frac{e}{t} \quad (\text{Ec. 3.64})$$

3.1.4.14. Variación de temperatura de agua en el tanque

En un tiempo inicial el agua en el tanque se encuentra a temperatura ambiente, esta temperatura ira disminuyendo conforme el equipo esté en funcionamiento hasta llegar a una temperatura igual o cercana a 0°C.

La temperatura final a la que llegará el agua en un determinado tiempo se evalúa en función de la diferencia entre la carga térmica del sistema y la carga calculada por la resistencia térmica del agua solamente. Entonces:

$$T_{f\ agua} = T_{0\ agua} - \frac{t(\dot{Q}_{neto} - \dot{Q}_{s1})}{m_{\text{agua}} C p_{\text{agua}}} \quad (\text{Ec. 3.65})$$

Donde,

t = Tiempo transcurrido, s

$T_{f\ agua}$ = Temperatura del agua en un tiempo t durante el enfriamiento de agua, °C

$T_{0\ agua}$ = Temperatura inicial de agua, °C

Para el caso de estudio la temperatura inicial del agua es igual a la temperatura del agua ambiente descrita en la tabla 3.4.

$$T_{0\ agua} = T_{\text{agua amb}}$$

La ecuación 3.65 se utiliza para evaluar la temperatura del agua en un proceso de enfriamiento, pero si ya existe congelación se utilizará la carga calculada por la resistencia térmica del agua en el proceso de congelación (ecuación 3.66). Entonces la temperatura del agua en el tanque será igual al promedio entre las dos temperaturas calculadas en enfriamiento de agua y generación de hielo (ecuación 3.67).

$$T_{f\ agua2} = T_{0\ agua} - \frac{t(\dot{Q}_{neto} - \dot{Q}_{s3})}{m_{\text{agua}} C p_{\text{agua}}} \quad (\text{Ec. 3.66})$$

$$T_{f\ agua T} = \frac{T_{f\ agua} + T_{f\ agua2}}{2} \quad (\text{Ec. 3.67})$$

Donde,

$T_{f\ agua2}$ = Temperatura del agua en un tiempo t durante la generación de hielo, °C

$T_{f\ agua T}$ = Temperatura del agua en un tiempo t , °C

La masa de agua se debe recalculer conforme aumenta el espesor de hielo. La ecuación 3.68 presenta la masa de agua después de un tiempo transcurrido t .

$$m_{\text{agua}f} = m_{\text{agua}} - m_h \quad (\text{Ec. 3.68})$$

Cuando el tiempo transcurrido es mayor al tiempo calculado para enfriamiento de agua, la temperatura del agua se calcula mediante la ecuación 3.66.

3.2. Simulación Numérica de la Generación de Hielo Tubular

Aquí se presenta una introducción acerca de la utilidad del entorno Guide de programación y se describirá el procedimiento para la creación de un programa que calcule los distintos parámetros que intervienen en la capacidad frigorífica y eficiencia del generador de hielo tubular. Posteriormente se presenta el diagrama de flujo de la programación requerida, este diagrama fue creado en función de la modelación matemática desarrollada en el capítulo anterior.

3.2.1. Guide de Matlab

Guide es una herramienta de programación visual utilizada para realizar y ejecutar programas interactivos, en los que se necesite el ingreso continuo de datos.

Se lo define también con un programa autónomo que automatiza una tarea. Esta interface gráfica brinda un control sencillo de las aplicaciones de software, lo que elimina la necesidad de aprender un lenguaje de programación. Mientras el usuario diseña de forma gráfica la interface en el editor de diseño, Guide genera de manera automática en código de Matlab para construir la interfaz.

3.2.2. Procedimiento utilizado para creación del programa “Sistema de refrigeración – Generador de hielo tubular” en Guide

En primer lugar, para abrir el editor de diseño se ejecutó la instrucción “guide” en la ventana de comandos. Se presentó una ventana de inicio en la que se seleccionó la opción “Blank GUI”. Con la que se accedió al entorno de diseño; en este entorno se encuentra las herramientas necesarias para crear de forma organizada la interfaz de ingreso de datos, presentación de resultados y ejecución de eventos. Para la creación del programa se atizaron las siguientes herramientas:

- Panel: Para agrupar los botones de ingreso de datos y salida de resultados.
- Edit text: para ingreso de datos.
- Static text: se utilizaron para visualizar el nombre del dato o parámetro que se ingresa o se visualiza en la pantalla.

- **Axces:** utilizado para presentar el diagrama P-h del ciclo térmico.
- **Push butoon:** se utilizó para la ejecución de la programación.

Cada elemento se ha etiquetado, esta personalización más la línea de programación necesaria permite una conexión para el ingreso de datos o la salida de resultados. Al guardar las modificaciones realizadas en la interfaz se crean dos archivos: uno es .fig y el otro es .m, construido de manera automática por Matlab. Las líneas de código que contiene este archivo son las que crean la interfaz que se tiene en el archivo .fig.

Enseguida, en el editor de Matlab trabajando con el archivo .m, se inicia la programación en la zona de comandos del Push button; aquí se ingresará la programación a ejecutarse al pulsar ese botón.

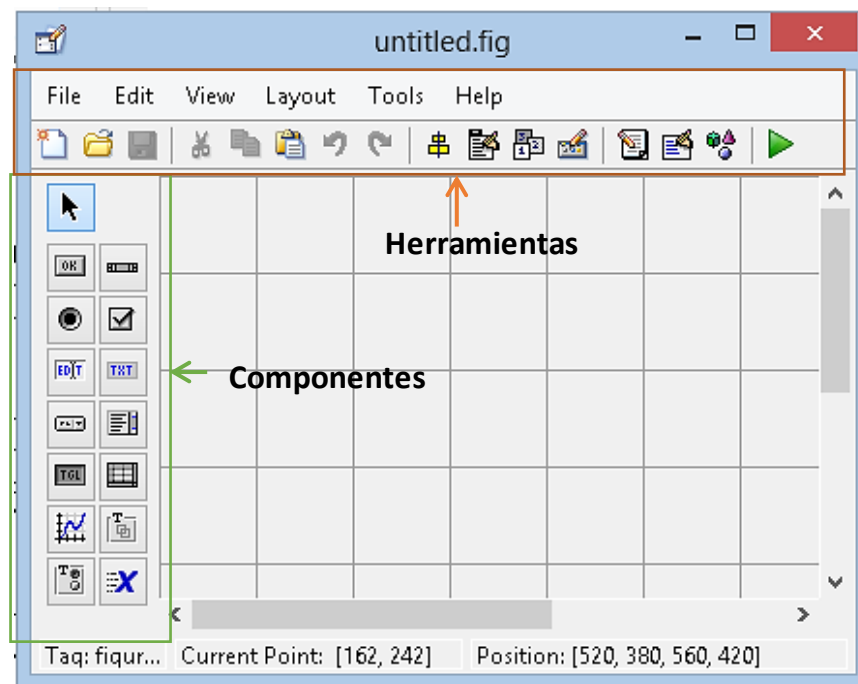


Figura 3.10. Entorno de diseño GUIDE.
(Fuente: propia)

Al ingresar la línea de programación: `T1=str2double (get (handles. txtT1,'string'))`, Se indica cambiar el texto ingresado en la caja de la interfaz por un número tipo double. De esta forma se definen todos los datos para su ingreso y posterior utilización en los cálculos requeridos.

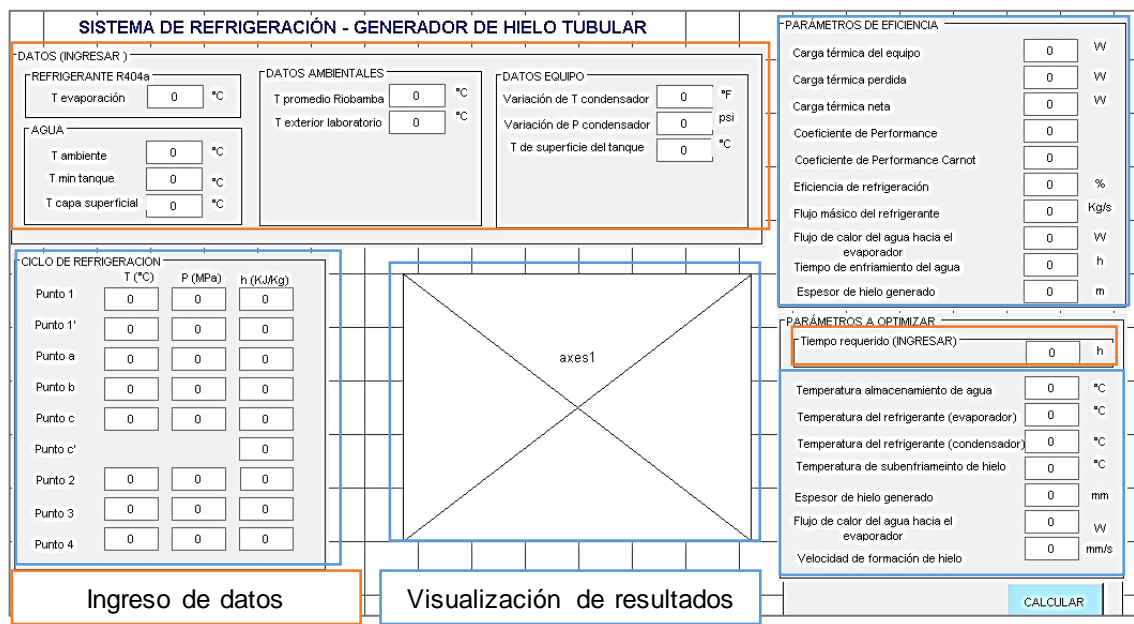


Figura 3.11. Interfaz creada - Programa Generador de Hielo Tubular.
(Fuente: propia)

Al finalizar la programación necesaria para la realización de los cálculos del ciclo y transferencia de calor, se necesita imprimir los resultados obtenidos. Para imprimir estos resultados se ingresa entonces líneas de programación como esta: `set(handles.txtTi,'string', num2str(Ti))`, con la que se fija el valor de la variable asociada al objeto a mostrar.

3.2.3. Diagrama de flujo de la programación requerida

Se presenta el diagrama de flujo del proceso de cálculo que se ingresó en el editor de Matlab. La secuencia involucra el ingreso de datos, cálculo del ciclo termodinámico, la transferencia de calor del aire hacia el tanque, la transferencia de calor del agua hacia el refrigerante, el cálculo de los parámetros a ser evaluados y finalmente la visualización de resultados.

El proceso consta de ciclos iterativos para aproximación de resultados y evaluación del fenómeno a distintos valores de calidad de fluido en un caso y de espesor en el otro. El código de programación completo se encuentra en el Anexo 2.

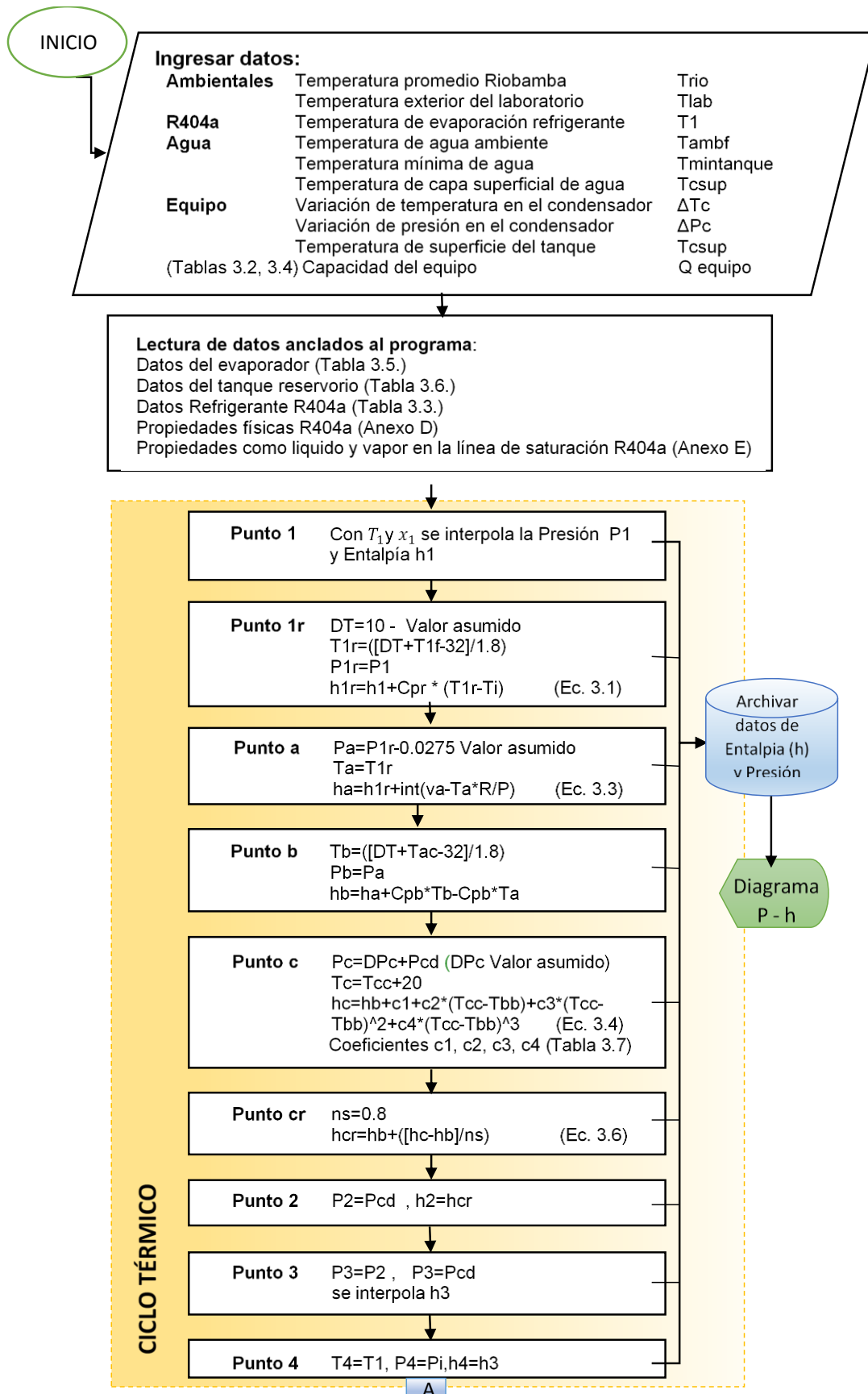


Figura 3.12. Diagrama de flujo - Programa Generador de Hielo Tubular.
 (Fuente: propia)

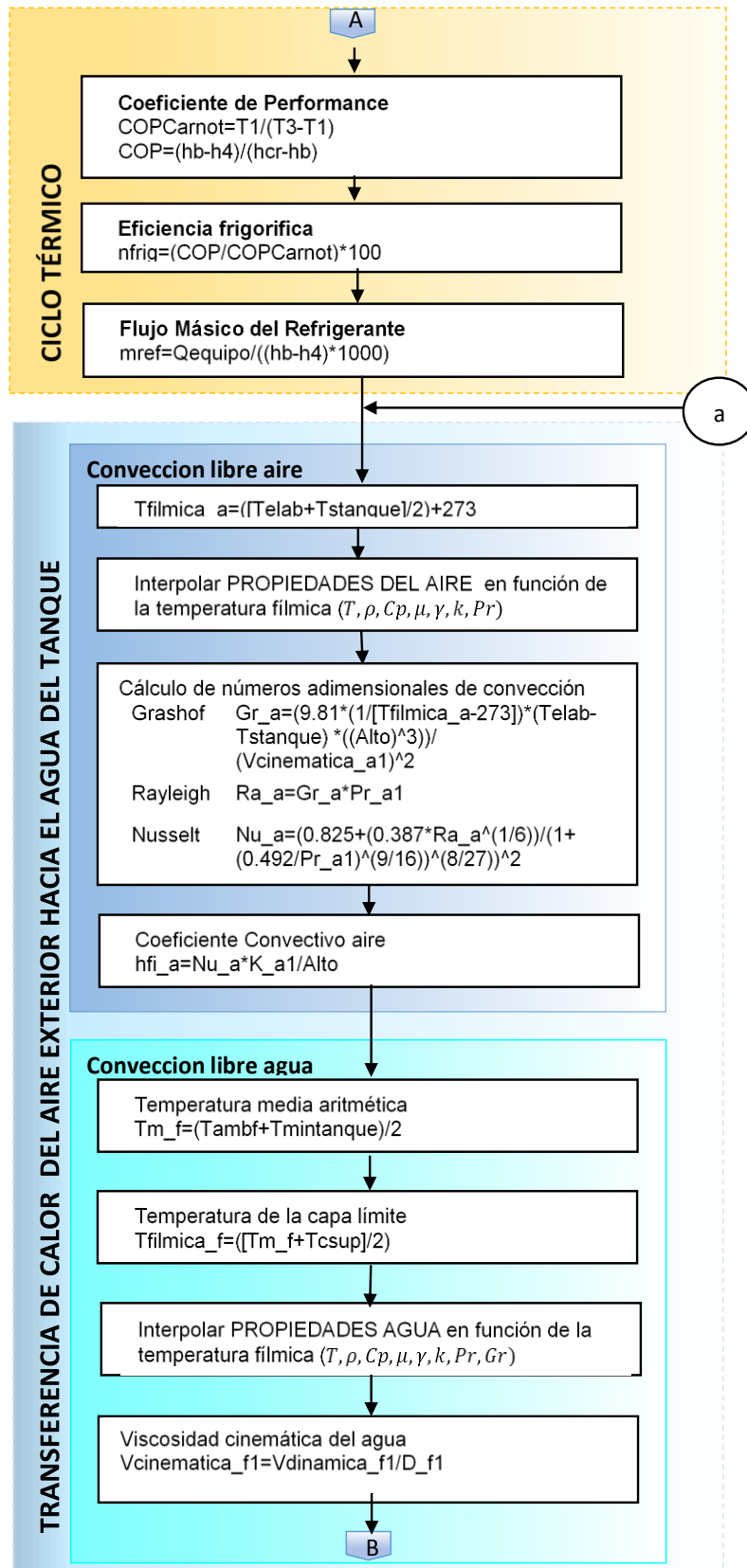


Figura 3.12. Diagrama de flujo - Programa Generador de Hielo Tubular (continuación).
(Fuente: propia)

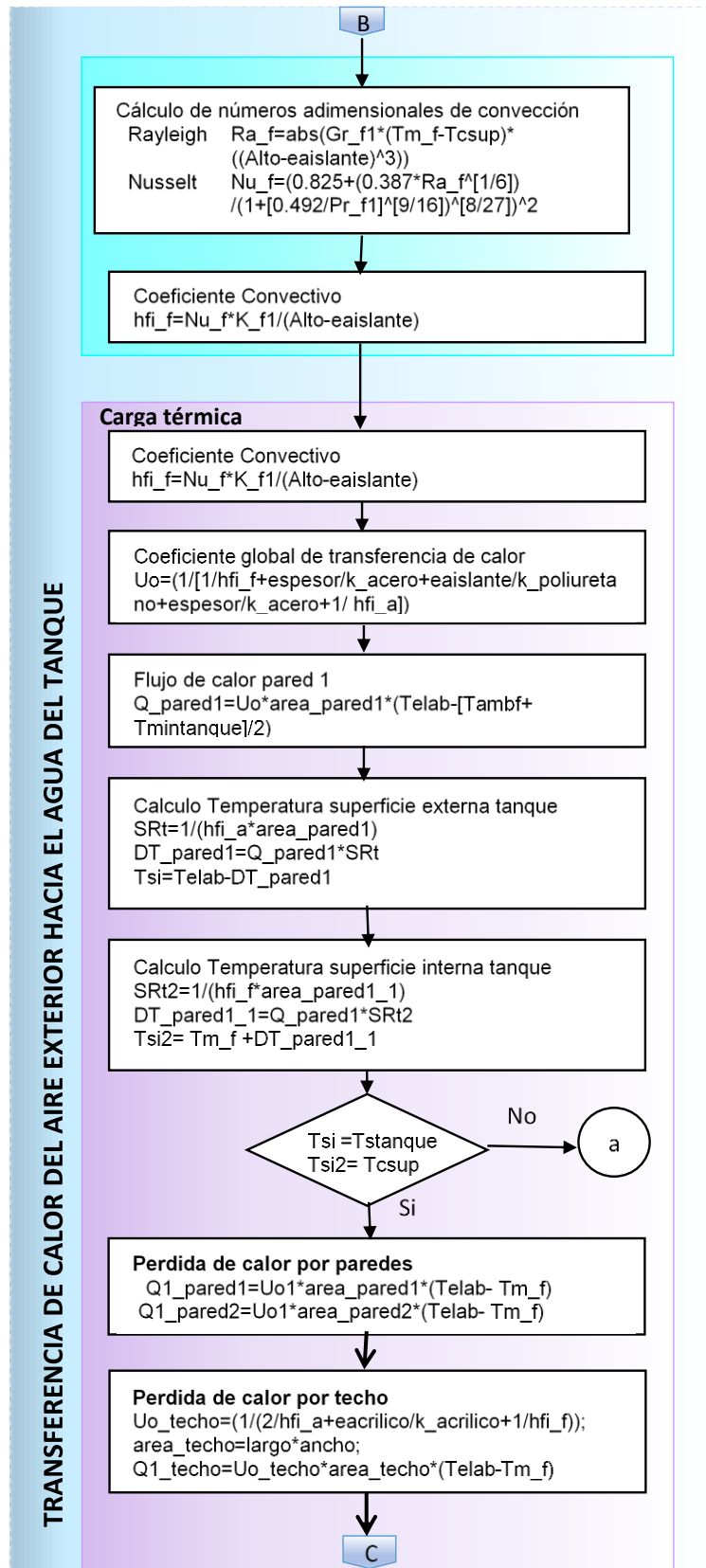


Figura 3.12. Diagrama de flujo - Programa Generador de Hielo Tubular (continuación).
(Fuente: propia)

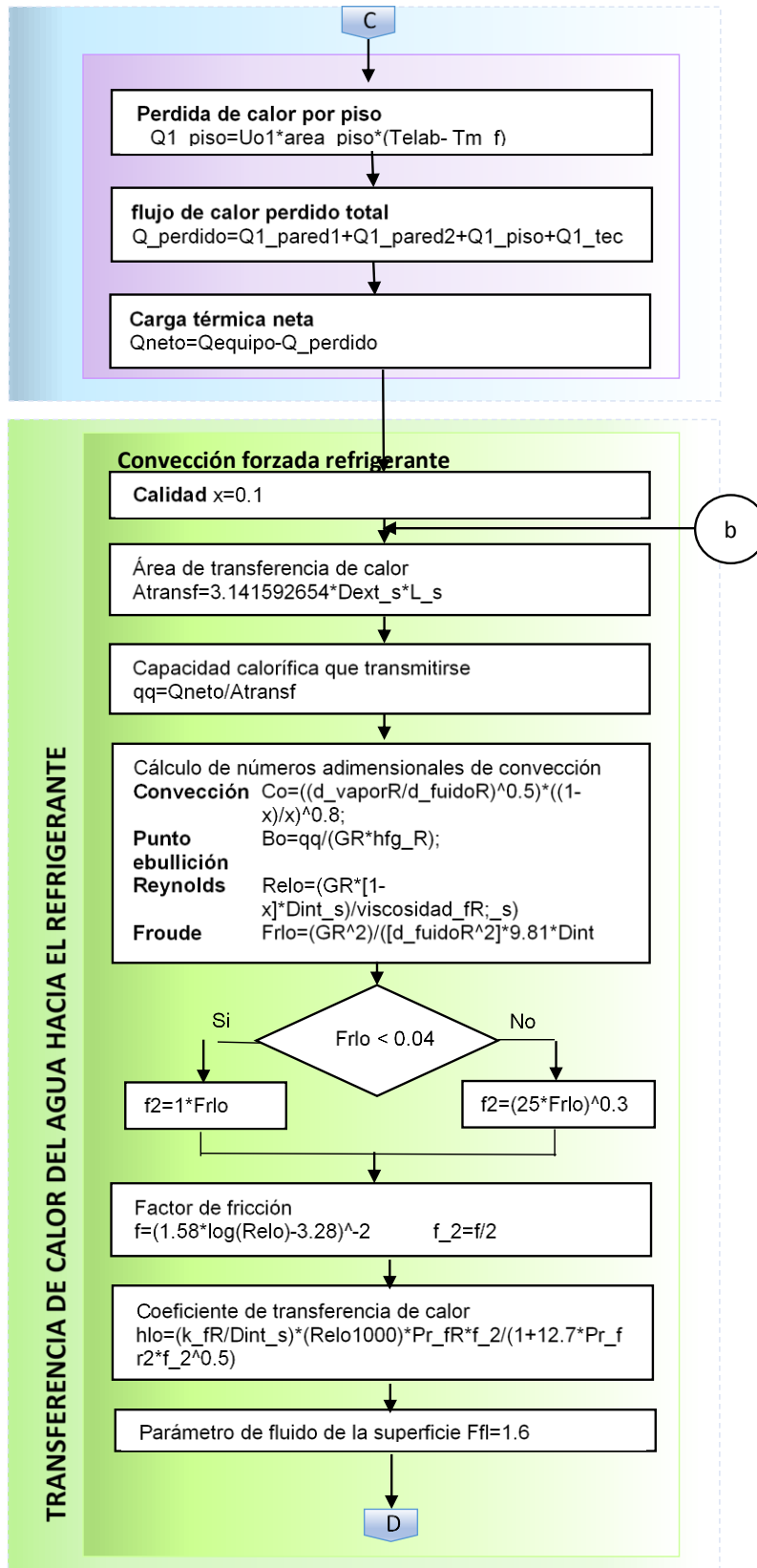


Figura 3.12. Diagrama de flujo - Programa Generador de Hielo Tubular (continuación).
(Fuente: propia)

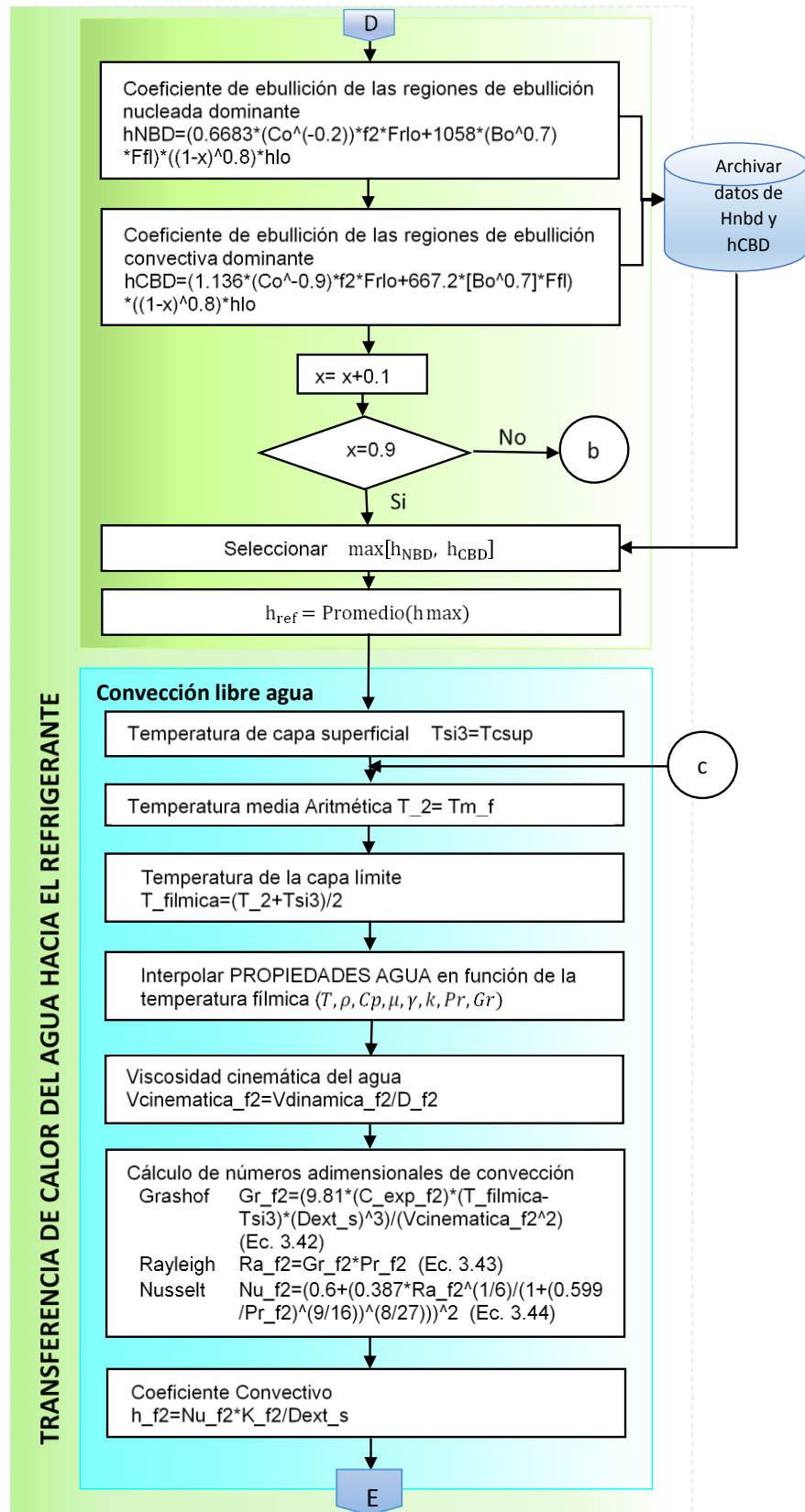


Figura 3.12. Diagrama de flujo - Programa Generador de Hielo Tubular (continuación).
(Fuente: propia)

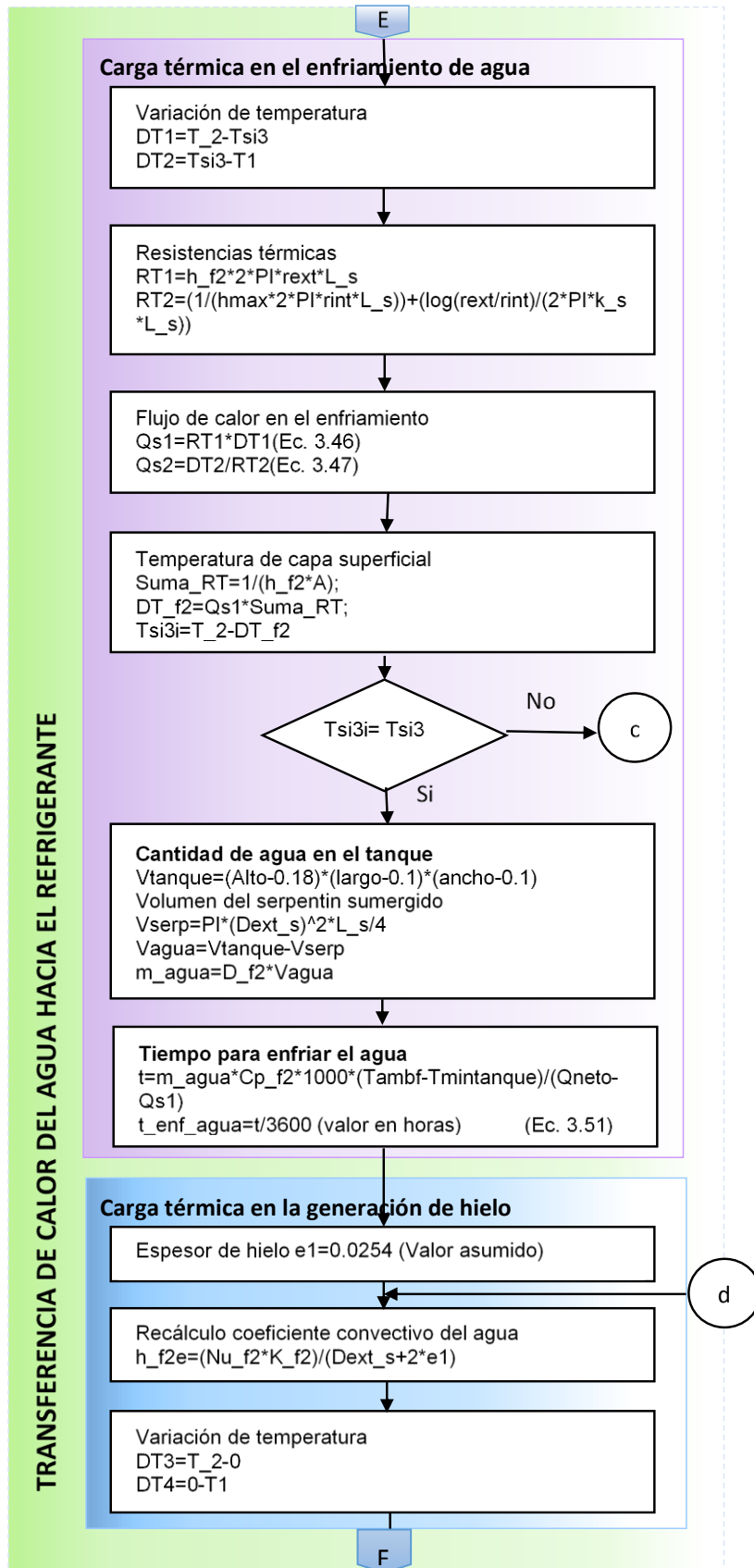


Figura 3.12. Diagrama de flujo - Programa Generador de Hielo Tubular (continuación).
 (Fuente: propia)

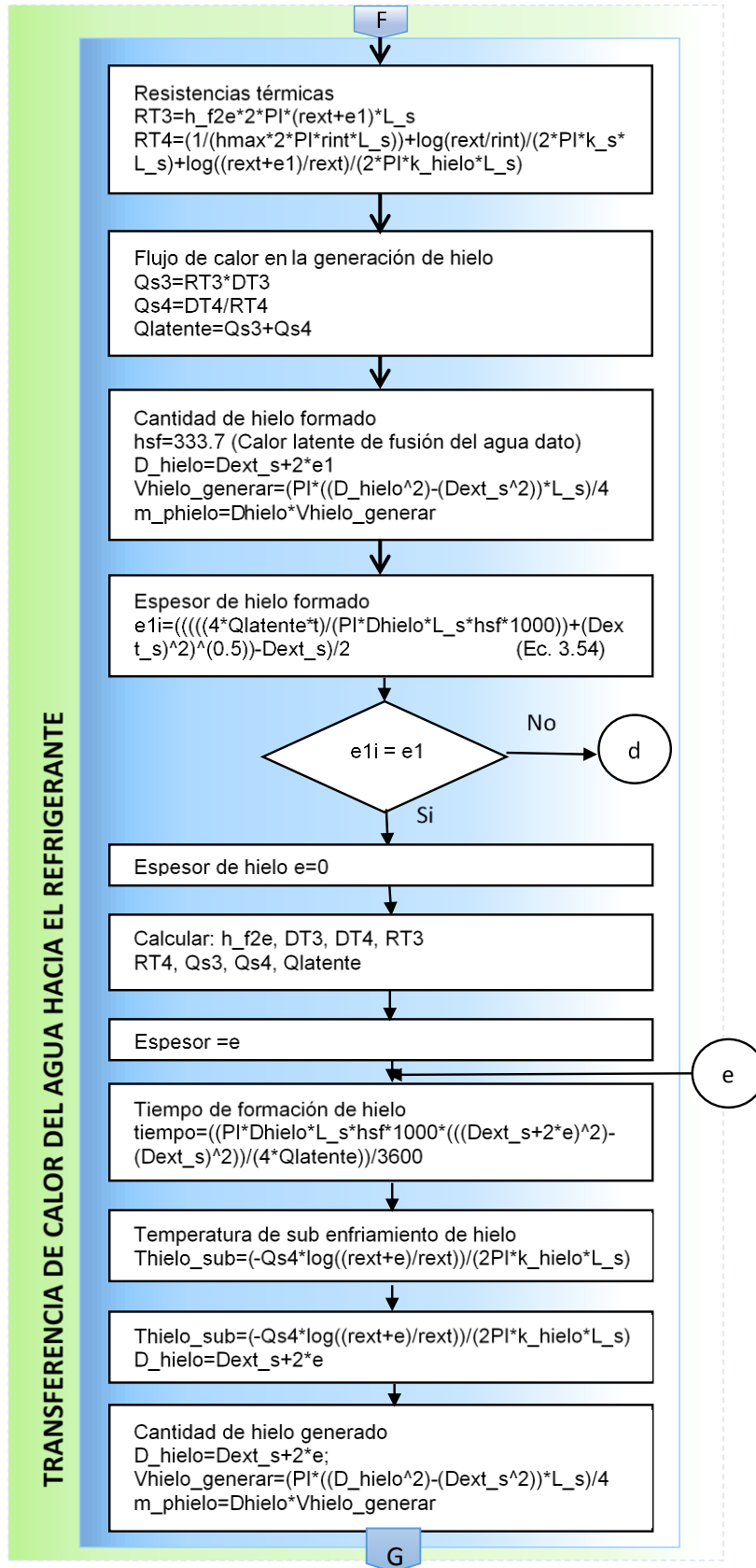


Figura 3.12. Diagrama de flujo - Programa Generador de Hielo Tubular (continuación).
(Fuente: propia)

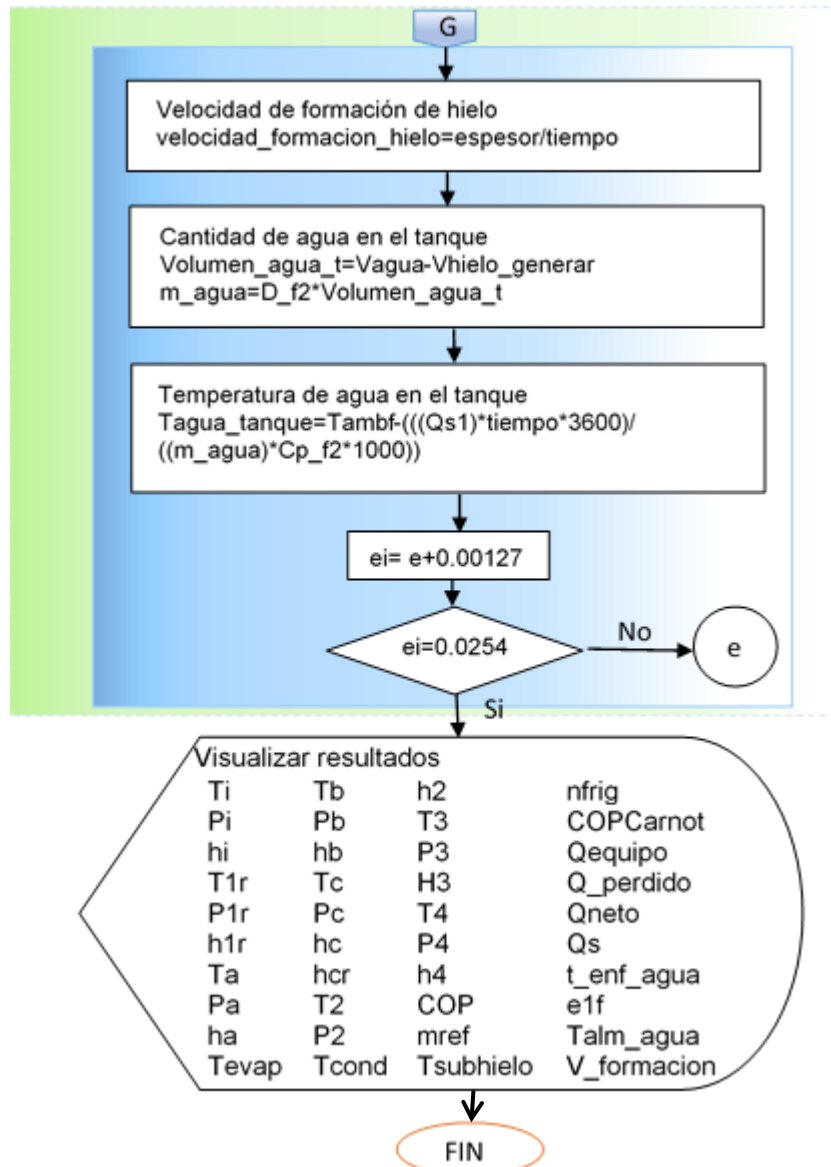


Figura 3.12. Diagrama de flujo - Programa Generador de Hielo Tubular (continuación).
(Fuente: propia)

3.3. Análisis Experimental

Comprende, la exposición sobre los instrumentos utilizados y el proceso para la adquisición de datos de los parámetros a estudiar.

3.3.1. Estrategia metodológica para la obtención de datos experimentales

El procedimiento a utilizarse para la puesta en marcha del equipo y la adquisición de datos se detalla en la Figura 3.13. Inicialmente se prepara el equipo y se realizan todas las conexiones de sensores, interfaz de control y Arduino. Después se verifican presiones de

trabajo y se toman datos de temperaturas ambientales con la ayuda de un termómetro de precisión de rango -10°C a 110°C . Adicionalmente se debe establecer las condiciones iniciales de operación del equipo con las que se realizará la toma de datos. Estas condiciones se alcanzan al estabilizar la presión de trabajo, luego de haberlo logrado se inicia el proceso de adquisición de datos.

Para realizar la experiencia se considera el procedimiento detallado en la tesis “Diseño y construcción de un generador de hielo tubular para laboratorio” (Jacome & Guapulema, 2013). A continuación, se describe el proceso necesario para la preparación, puesta en marcha del equipo y adquisición de datos.

Preparación del Generador de hielo tubular. Se inicia llenando el tanque con 76,6 litros de agua. Seguidamente se debe conectar el equipo a la fuente de alimentación 110 V para luego energizarlo mediante el disyuntor ubicado en el interior del tablero de control.

Preparación del equipo para adquisición de datos. Las tarjetas Arduino UNO deben ser acopladas a los sensores y al computador mediante los cables de comunicación, cada uno a un determinado puerto USB.

Puesta en marcha del proceso. En el selector de procesos, se debe seleccionar la opción “proceso 2” para luego encender el equipo mediante el pulsador On (unidad condensadora). El sistema se estabiliza en 5 minutos.

Adquisición de datos. A fin de realizar la adquisición de datos se inicia cargando la programación desarrollada a cada tarjeta Arduino. Para realizar este proceso se abren los programas creados en el software Arduino 1.8.5 denominados: “Temperatura sensores” y “Temperatura ingreso y salida del evaporador” (Anexo 2.2) en el ordenador; a continuación, se verifica el puerto de comunicación de cada tarjeta para luego compilar y cargar la programación. Para registrar los datos de temperatura se selecciona la herramienta monitor serie de cada proyecto.

Finalmente, se conecta la cámara iSlim 321R a un puerto del computador enfocando la imagen para iniciar la grabación de video; mientras que, con la cámara del celular se lleva un registro fotográfico del espesor de hielo cada 20 min.

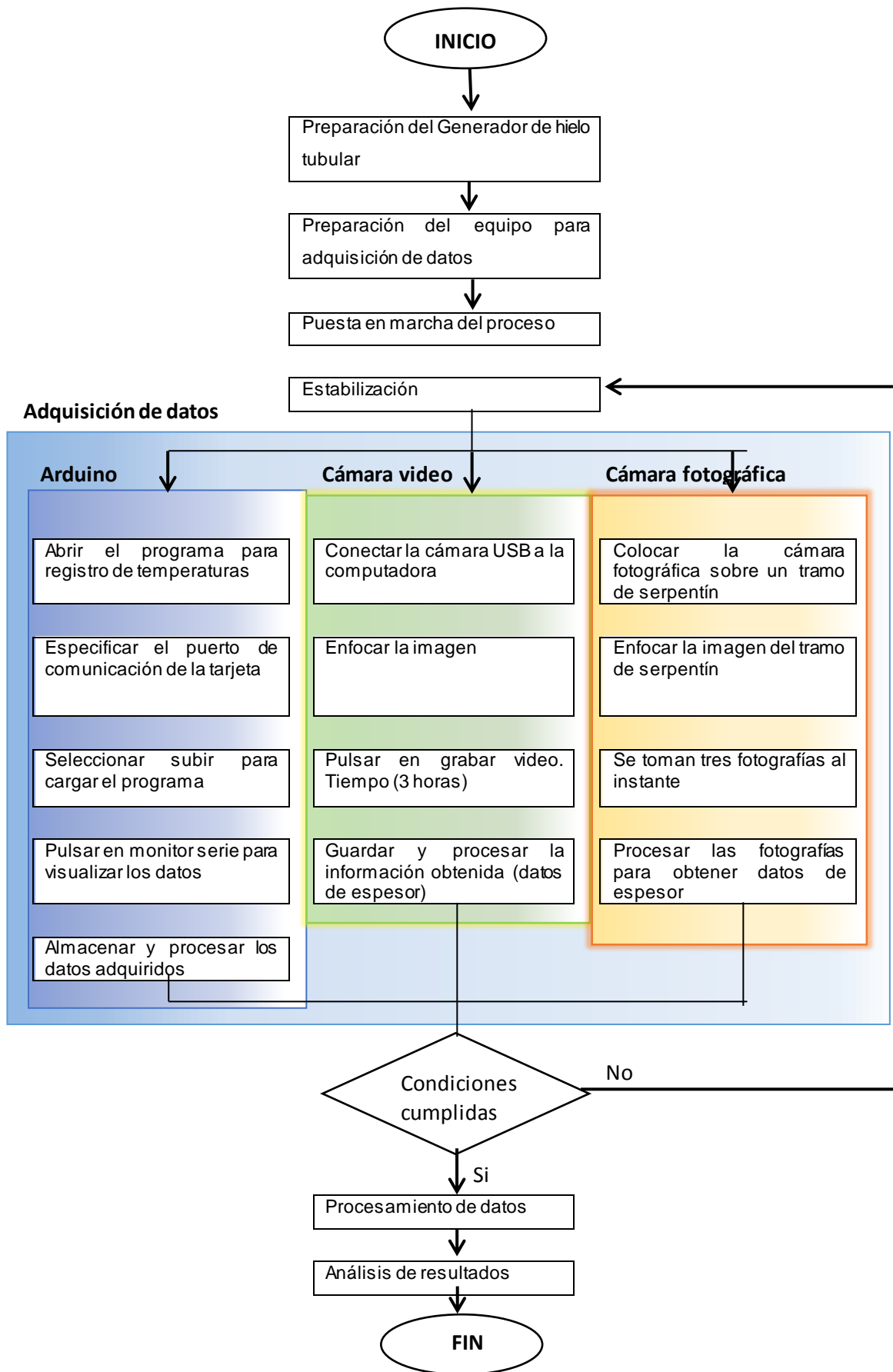


Figura 3.13. Diagrama de procesos del análisis experimental.
(Fuente: propia)

El procedimiento de compilación y carga de la programación en las tarjetas Arduino se realiza una sola vez, a menos de que se necesite cambiar alguna línea de programación. Para realizar prácticas posteriores solo es necesario abrir los programas creados, verificar que las tarjetas reconocen los puertos a las que están conectadas y abrir la herramienta monitor serie.

El tiempo de duración de cada práctica es de 3 horas; luego de transcurrido este tiempo se almacenan los datos adquiridos para posteriormente procesarlos y analizarlos.

Procesamiento de datos. Con los datos obtenidos se elaborarán las siguientes gráficas:

- Temperatura de sensores – Tiempo
- Temperatura del condensador – Tiempo
- Espesor de hielo y temperatura del agua – Tiempo
- Velocidad de formación de hielo – Tiempo
- Carga térmica frente a energía consumida – Tiempo
- Eficiencia frigorífica – Tiempo

Las gráficas serán el resultado de una síntesis de datos tabulados y calculados en cada experiencia, variando las temperaturas de inicio del proceso.

Los datos obtenidos por simulación también serán comparados con los resultados de las experiencias, de esta forma se validará el modelo realizado para el estudio del comportamiento del equipo en funcionamiento.

Se considerará a la convección forzada como una alternativa para obtener una temperatura de agua uniforme en todo el tanque.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

Este capítulo presenta los resultados arrojados de experiencias realizadas a distintas temperaturas ambientales y los cálculos realizados a partir de estos datos para evaluar la carga térmica necesaria, la eficiencia y la energía consumida en cada práctica. Se presentará una síntesis de los resultados de forma gráfica y tabulada. Adicionalmente se analizará la relación de los parámetros obtenidos en función de la eficiencia que tiene el equipo y se realizará una comparación con los datos obtenidos por simulación.

4.1. Resultados Obtenidos por Simulación Numérica

Al ejecutar el programa se puede observar como los datos necesarios son visualizados en las cajas de texto y en el diagrama (Figura 4.1). Si es necesario variar algún parámetro de los que se ingresó, se lo puede hacer y se envía de nuevo a calcular.

El programa también devuelve los valores de parámetros a ser evaluados en función del tiempo de funcionamiento del equipo.

La Figura 4.2 indica el diagrama resultante del cálculo del ciclo térmico. Las presiones de baja y alta con las que está trabajando el sistema son 0,5 y 1,4 MPa (75 y 203 psig) respectivamente. El estudio del refrigerante en el compresor se lo hizo como vapor recalentado, considerando caídas de presión y temperatura.

La condensación se evaluó isotérmicamente, mientras que, para la expansión del refrigerante se realizó un estudio isoentálpico. Al asumir una descompresión sin pérdidas de entalpía, una pequeña parte del refrigerante se evaporó por esta razón; por lo tanto, se determinó que el refrigerante llega al evaporador como una mezcla de líquido saturado y vapor saturado con una calidad² del 29%.

Las temperaturas de trabajo son; -5 °C en el evaporador y 28,9°C en el condensador. Estos parámetros se utilizarán más adelante para la evaluación de la eficiencia del equipo.

² La Calidad o Título (x) es una propiedad del vapor húmedo que se define como la razón entre la masa de vapor y la masa total de la mezcla. En este caso de estudio fue evaluada mediante la razón entre la diferencia de entalpías h_4 y entalpía como líquido saturado a la presión P_1 y la diferencia de las entalpías como vapor saturado y líquido saturado a la presión P_1 .

Por último, en el diagrama se observa que la sección 1- c es corta en comparación con la sección 4 -1, es una indicación de que se está transfiriendo la mayor cantidad posible de calor del agua hacia el refrigerante con un consumo normal de energía en el compresor.

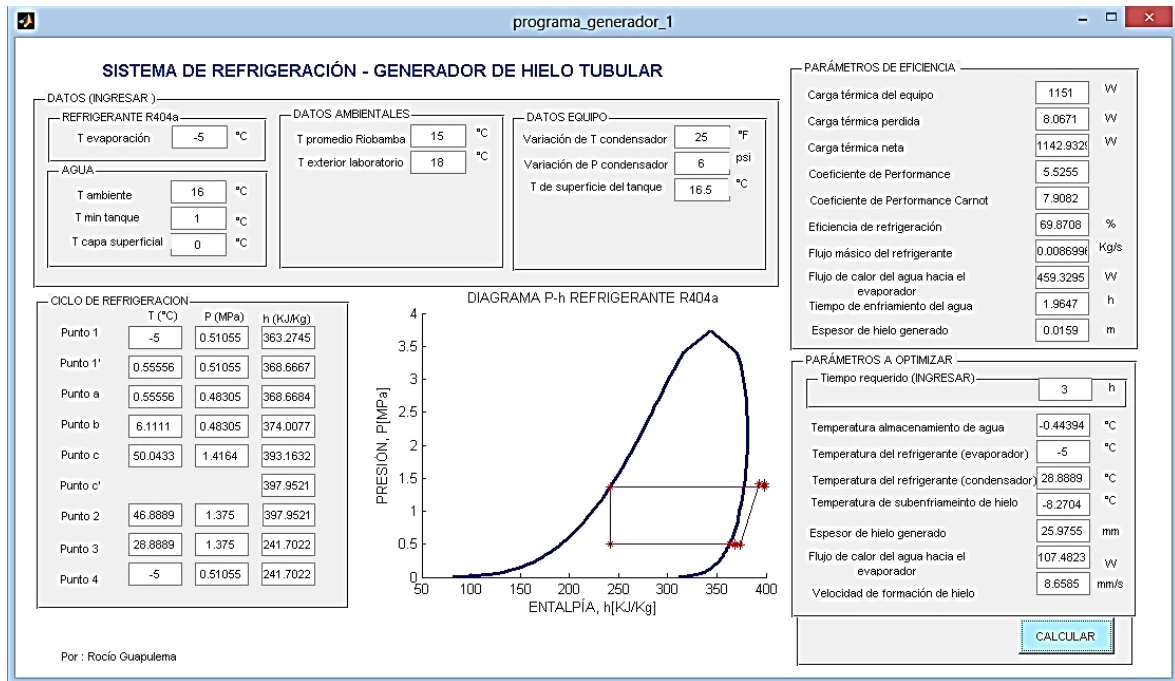


Figura 4.1. Interfaz del programa al finalizar la simulación. (Fuente: propia)

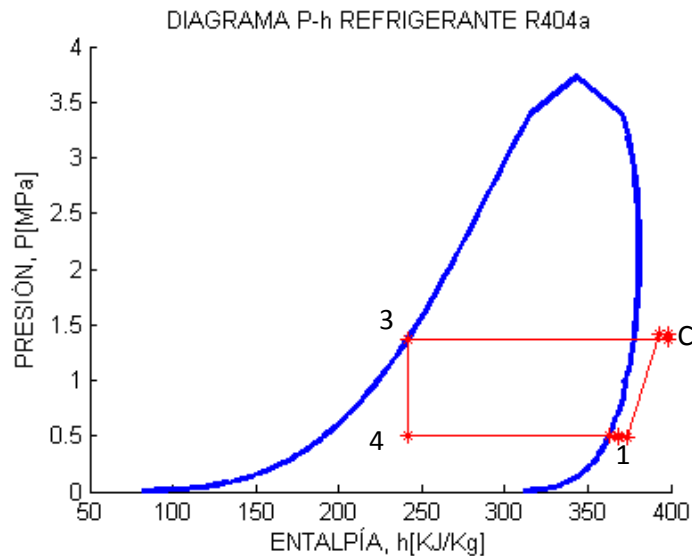


Figura 4.2. Diagrama Presión – Entalpía. Resultado de la simulación. (Fuente: propia)

Para la simulación, se evaluó tres escenarios:

- Funcionamiento del equipo en horas de la mañana, con una temperatura ambiental de 20°C, temperatura de superficie del equipo de 18°C y temperatura del agua del tanque igual a 17°C (Anexos 3.1 - Tabla 10, Figura 1).
- Funcionamiento del equipo en horas de la tarde, con una temperatura ambiental de 23°C, temperatura de superficie del equipo de 21,5°C y temperatura del agua del tanque igual a 20°C (Anexos 3.2 - Tabla 11, Figura 2).
- Funcionamiento del equipo en la noche, con una temperatura ambiental de 21°C, temperatura de superficie del equipo de 18°C y temperatura del agua del tanque igual a 17°C (Anexos 3.3 - Tabla 12, Figura 3).

A continuación, se presenta un resumen de los resultados obtenidos de forma gráfica para facilitar la interpretación.

4.1.1. Espesor vs. Tiempo

La Figura 4.3 presenta las curvas de crecimiento del espesor de hielo en un tiempo determinado a distintas temperaturas iniciales.

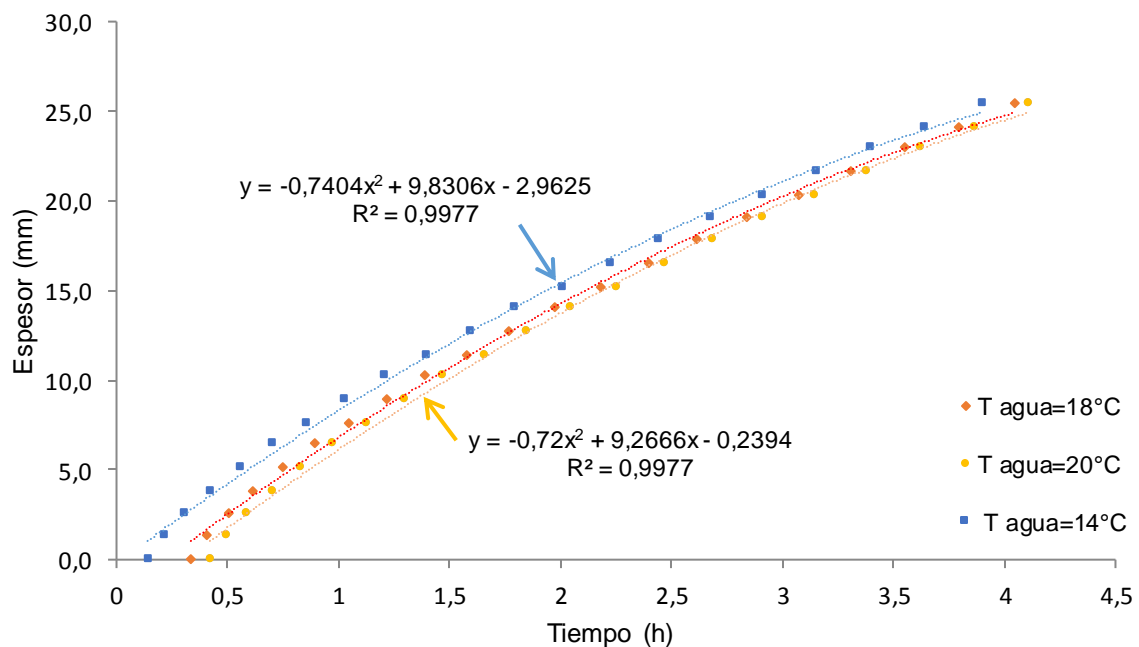


Figura 4.3. Espesor de hielo vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

Se observa un desplazamiento en el origen de cada curva, este espacio representa el tiempo en que la capa de fluido más cercana al evaporador se tarda en enfriarse para luego cambiar de fase. Al iniciar un ensayo con agua en el tanque a 14°C, se observará las primeras capas de hielo en aproximadamente 0,2 horas (12 min), mientras que, al iniciar un ensayo con agua en el tanque a 20°C, se podrá observar una fina capa de hielo sobre el evaporador en 0.4 horas (24 min).

Mientras más fría se encuentre el agua del tanque antes de encender el equipo, más pronto se formará hielo sobre el evaporador. Estas curvas se ajustan fácilmente a una curva polinómica de segundo orden, se observa también que el coeficiente de determinación de las líneas de tendencia se encuentra sobre el 0,99 indicando que la línea de tendencia tiene un buen ajuste respecto a los datos.

También se observa que existe un crecimiento de hielo rápido en la primera hora y media, para luego ir decreciendo conforme aumenta el espesor de hielo en el evaporador. El espesor de hielo actúa como una resistencia ante el flujo de calor. Existe una carga térmica representativa que se gasta en generar más hielo y subenfriar la capa de hielo ya formada.

Mientras más baja sea la temperatura ambiental, el tiempo en generarse una pulgada de hielo también reducirá, es decir que se ha llegado a cumplir su demanda en un menor tiempo y a un menor costo.

4.1.2. Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo

La Figura 4.4 ratifica lo que se dijo anteriormente sobre el crecimiento de hielo en el tanque. El sistema inicia con un incremento en la velocidad de formación de hielo en el transcurso de media hora después de la cual, tiende a estabilizarse y comienza a decrecer lentamente. A partir de la tercera hora en que el equipo se encuentra en funcionamiento la velocidad de formación de hielo tiende a mantenerse con mínimas variaciones.

La curva de velocidad correspondiente a una temperatura inicial de 14 °C llega a su punto máximo en media hora con un valor de 9,2 mm/h. Mientras que, la curva de velocidad obtenida a la temperatura inicial de 18°C, tiene su valor máximo en 1,25 horas con un valor de 7,3 mm/h.

La curva de velocidad de formación de hielo a una temperatura inicial de agua correspondiente a 20°C indica que la mayor parte de capacidad frigorífica está siendo utilizada para enfriamiento de agua, se observa la mayor velocidad en 1,5 horas con un valor correspondiente a 7 mm/h.

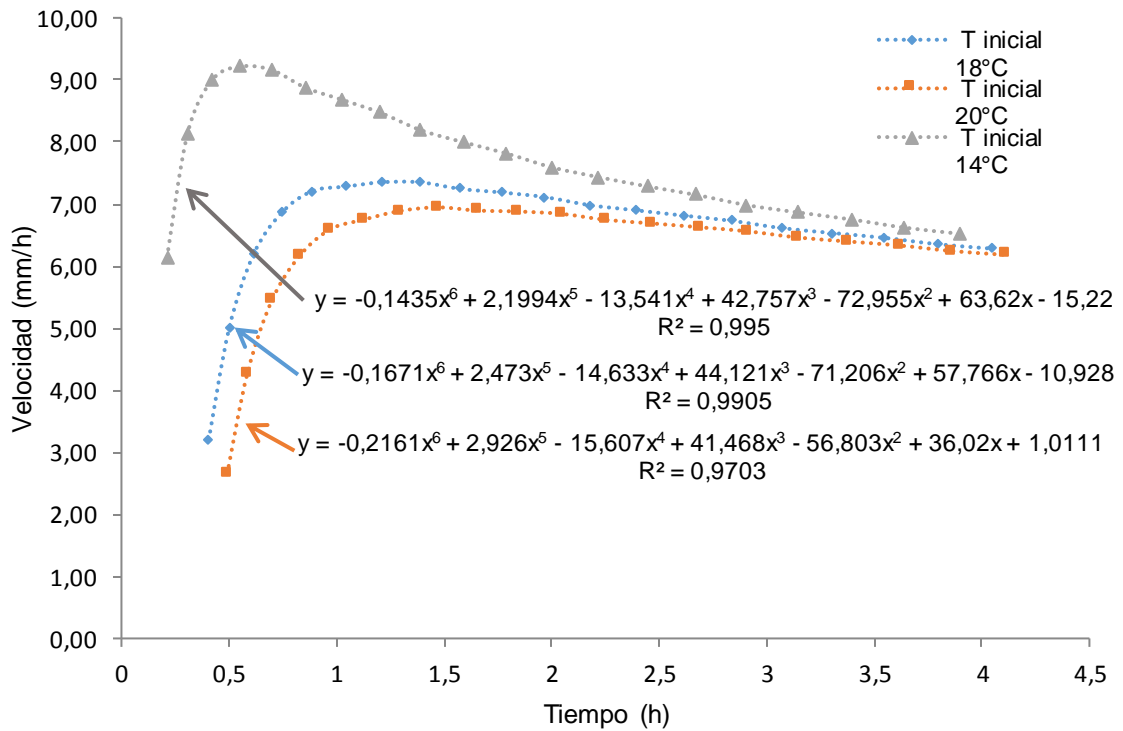


Figura 4.4. Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

La velocidad de formación de hielo se ajusta a una curva polinómica de sexto orden con un coeficiente de determinación de 0,97 a 0,99.

Su acelerado incremento y su posterior estabilización representan el enfriamiento rápido que ocurre en las capas de agua más próximas a la tubería del evaporador y su consecuente congelación; luego irá incrementando su espesor a menor velocidad, esto provocado por la resistencia presentada por la misma capa de hielo.

4.1.3. Temperatura del agua vs. Tiempo

La Figura 4.5 indica de forma clara como se da el fenómeno de enfriamiento del agua dentro del tanque. Las tres curvas indican un descenso de temperatura desde un valor

inicial hasta una temperatura cercana o menor a 5°C. Posteriormente se presenta un descenso de temperatura acercándose a 0°C de forma lenta.

Esto ocurre por dos situaciones presentadas en el enfriamiento del agua. Inicialmente se presenta un enfriamiento de agua evaluado mediante el flujo de calor \dot{Q}_{s1} , hasta que la temperatura de superficie de contacto en el evaporador es igual a 0°C.

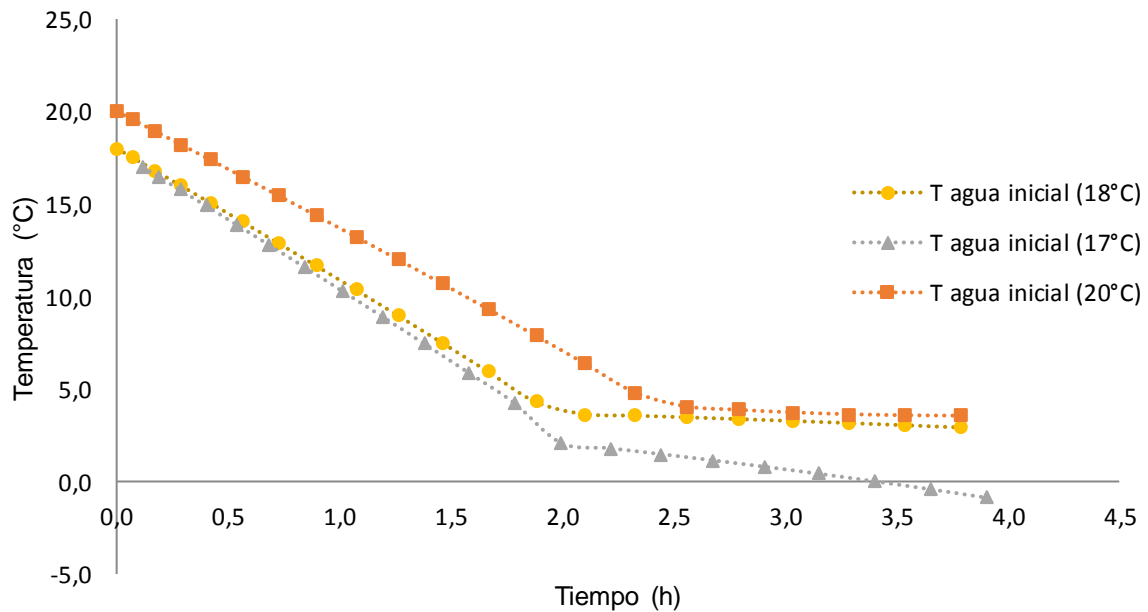


Figura 4.5. Temperatura del agua vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

Cuando se inicia la congelación, el flujo de calor del agua hacia la capa de hielo es evaluado mediante el flujo de calor \dot{Q}_{s3} . El tramo de la curva ubicado en el rango de 0 al tiempo de enfriamiento de agua (dos horas aproximadamente), representa la evaluación de la temperatura del agua en función de los flujos de calor sensibles \dot{Q}_{s1} y \dot{Q}_{s3} .

Una vez pasado este tiempo, la temperatura es evaluada solo en base a la diferencia entre la capacidad térmica \dot{Q}_{neto} y \dot{Q}_{s3} . En este tiempo el agua llegará a una temperatura próxima o igual a 0°C y se mantendrá así hasta que se produzca el cambio de fase.

La curva obtenida a una temperatura inicial de 17 °C indica un descenso de temperatura más pronunciado que en las otras curvas, Adicionalmente, esta curva corta el eje de las abscisas indicando su descenso de temperatura hasta -1°C a las 3,4 horas.

4.1.4. Temperatura de capa superficial en el evaporador vs. Tiempo

La Figura 4.6 representa la variación de temperatura en un punto de la capa superficial del evaporador sumergido. De igual manera que para la temperatura del agua, la temperatura de capa superficial también se estudió en enfriamiento de agua y en generación de hielo.

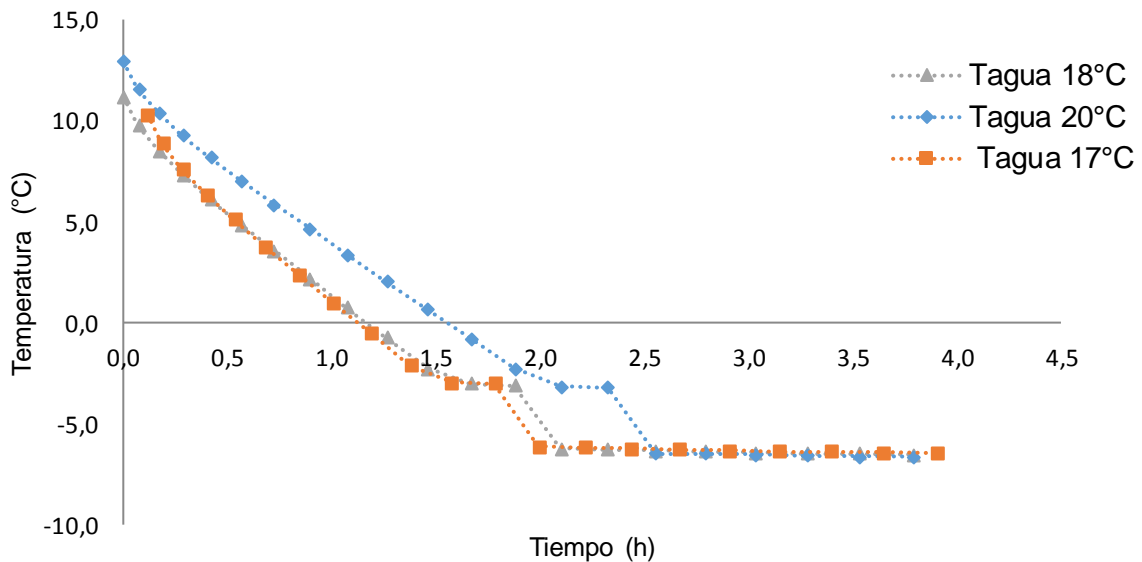


Figura 4.6. Temperatura de capa superficial vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

Para encontrar la temperatura de capa superficial durante el enfriamiento se toma en cuenta la ecuación de la resistencia térmica del agua. Después, cuando la temperatura llegó a 0°C se relacionó la carga térmica del agua con la carga térmica del hielo para encontrar la temperatura; y al pasar el tiempo de enfriamiento de agua la temperatura está solo en función de la resistencia térmica del hielo.

Las tres curvas presentadas en la figura se comportan de la misma forma, hay tres regiones diferenciadas por la velocidad a la que se da el cambio de temperatura.

Inicialmente el primer tramo de curva (rango 0 – 2 horas) varía con respecto al calor sensible \dot{Q}_{s1} y calor latente \dot{Q}_{s4} al bajar su temperatura a 0°C.

Posteriormente la variación tiende a detenerse por un rango de 15 minutos, este fenómeno responde a un cambio de fase del agua en los sectores más cercanos la pared de la tubería. Transcurrido el tiempo de cambio de fase se observa otra variación de temperaturas, esta variación tiene que ver con el subenfriamiento del hielo, finalmente se estabiliza a una

temperatura de -7°C , temperatura similar a la del refrigerante que pasa por el evaporador. Se consideró que el refrigerante pasa por el evaporador a -5°C , este valor varía de forma directa con el valor de la carga térmica; al inicio del funcionamiento del equipo, la carga térmica es mayor por lo que la temperatura del condensador puede ser mayor que -5°C y mientras el equipo este en funcionamiento esta temperatura irá descendiendo tomando un valor menor a -7°C .

4.2. Resultados Obtenidos por Experimentación

Los resultados obtenidos se sintetizan en los Anexos 3.4 al 3.8, en donde se presentan datos de temperaturas adquiridas por siete sensores de temperatura ubicados en el condensador, evaporador y tanque de cinco experiencias representativas. Se adjunta también los datos de espesor observados en cada tiempo especificado (Anexo 3.8). Las gráficas realizadas evalúan el comportamiento de la temperatura del agua en el tanque de almacenamiento, la temperatura del refrigerante en el condensador y evaporador, el cambio de temperatura en la película más cercana de la tubería del condensador, entre otros.

Los datos principales de las experiencias representativas tomadas en cuenta para el estudio se detallan en la Tabla 4.1. Las prácticas 1, 2, 3 y 4 se realizaron considerando convección natural del agua; en cambio, la práctica 5 fue realizada contemplando convección forzada. El objetivo de utilizar convección forzada fue el de comparar la capacidad frigorífica y la eficiencia del equipo en ambos casos.

Tabla 4.1. Datos principales de las experiencias objeto de estudio.

N° Práctica	Temperatura exterior del laboratorio	Temperatura inicial del agua	Variación de temperatura del condensador		Variación de presión del condensador	
	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$	MPa	psi
1	20,5	16	11,3	20,34	0,028	4
2	22,5	21,5	11	19,8	0,034	5
3	20	18	8,6	15,48	0,028	4
4	21,5	19,4	8,8	15,84	0,034	5
5	20	17	10,3	18,54	0,034	5

(Fuente: propia)

A continuación, se presenta un resumen de los resultados obtenidos de forma gráfica y tabulada para cada parámetro estudiado.

4.2.1. Temperatura de almacenamiento de agua

La Gráfica 4.7 muestra la variación de la temperatura de agua en el tanque respecto del tiempo. Cada curva observada corresponde a temperaturas iniciales distintas, su variación se encuentra en el rango de 16°C a 21,5°C. La curva correspondiente a 17°C como temperatura inicial de agua, se obtuvo mediante convección forzada del agua almacenada.

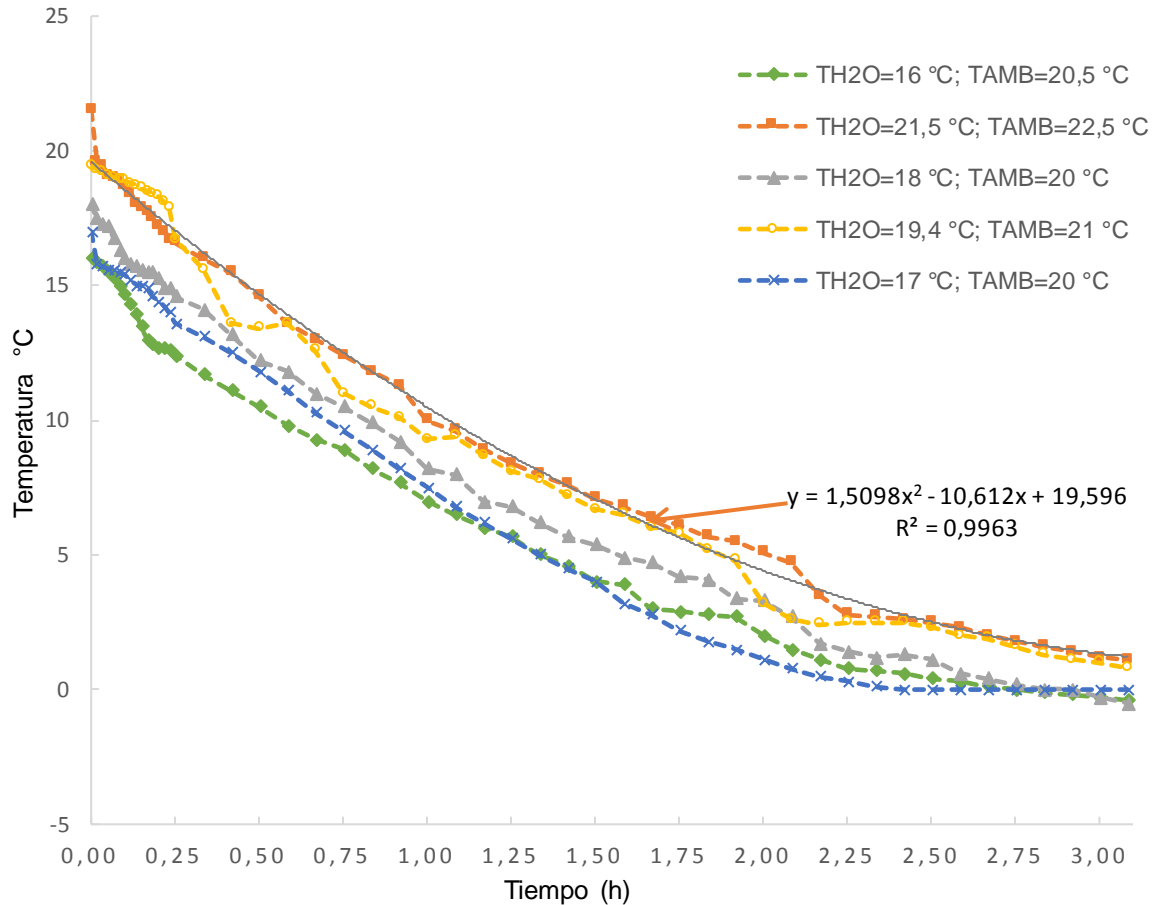


Figura 4.7. Enfriamiento de agua vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

La línea de tendencia de cada curva es de tipo polinómica de segundo orden, la diferencia radica en el valor de pendiente observado.

La mayor diferencia en pendientes observada corresponde a la curva obtenida con datos iniciales de temperatura de agua igual a 17°C y temperatura ambiental 20°C. Esto se debe al tipo de convección de agua en el tanque con la que se realizó la experiencia, indicando que: pendientes más pronunciadas en este tipo de gráficas se observan cuando la

convección del agua en el tanque es forzada. Al acelerar la transferencia térmica del fluido se logra bajar a mayor velocidad la temperatura del tanque.

Transcurridas 2 horas y 15 minutos, todas las curvas tienden a estabilizarse en una temperatura que varía en el rango de 0,3°C a 2,25°C. La velocidad de enfriamiento de agua baja casi por completo, las curvas resultantes de prácticas con temperaturas ambientales bajas se estabilizan en 0°C, mientras que las curvas restantes se estabilizaron en 1°C.

Al tener temperaturas iguales o cercanas a 0°C indica que la carga térmica utilizada para el enfriamiento de agua también disminuirá considerablemente.

4.2.2. Espesor de hielo vs. Tiempo

La Figura 4.8 representa el crecimiento del espesor de hielo en un tiempo de 3 horas. Las curvas presentan un crecimiento nulo en un rango de tiempo de 0 a 8 minutos, indicando que, este es el tiempo en que la capa de fluido más cercana al evaporador se tarda en enfriarse para luego cambiar de fase. A partir de este tiempo y para las curvas obtenidas a temperaturas iniciales de 16°C, 18°C y 19,4°C; la relación del espesor en función del tiempo es lineal con diferentes pendientes.

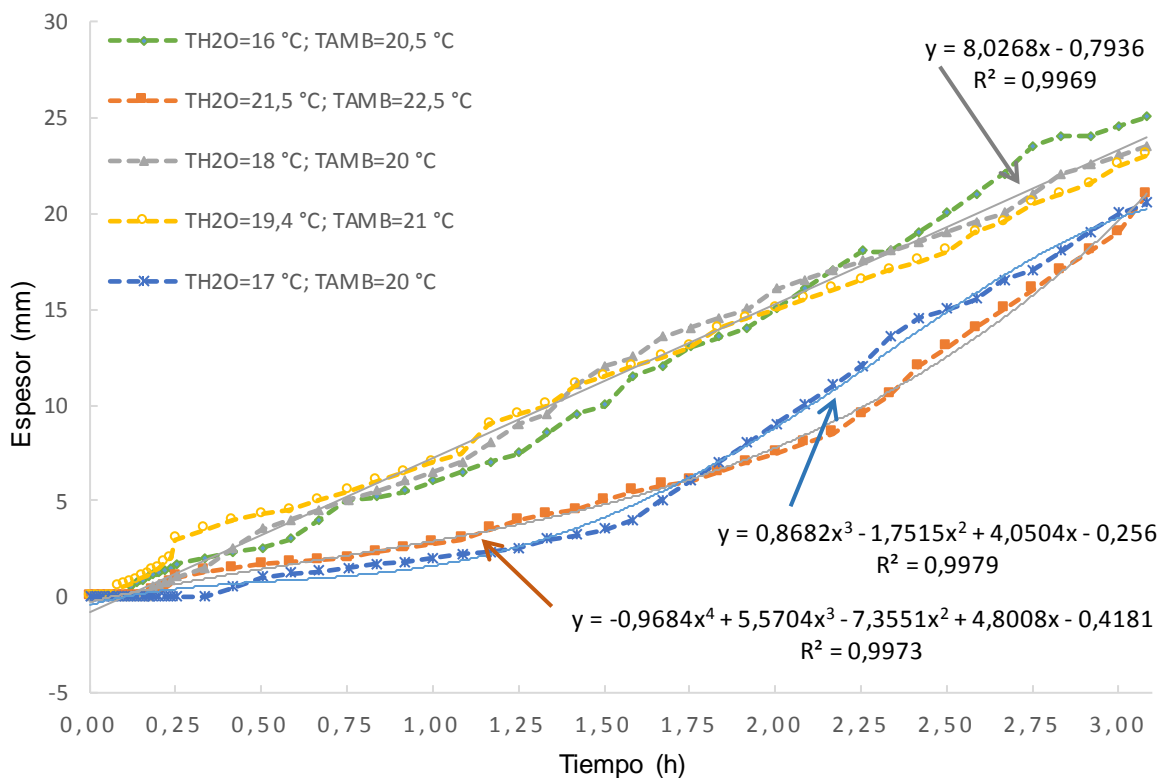


Figura 4.8. Espesor de hielo vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

Una pendiente más pronunciada se obtiene a una menor temperatura inicial del agua en este caso a 16°C (práctica realizada por la noche), entonces la velocidad de formación de hielo será mayor. Una pendiente más baja se observó a 19,4°C (práctica realizada por la tarde), indicando una velocidad de formación de hielo menor. Las condiciones de baja temperatura hicieron que la velocidad de formación de hielo sea mayor, obteniéndose espesores de hielo de 22 a 25 mm en tres horas de funcionamiento del equipo.

La curva obtenida a temperatura inicial de 21,5°C (práctica realizada por la tarde) tiene un crecimiento de hielo bajo hasta 1,75 horas; luego del cual aumenta de forma rápida. Esta curva está representada por una línea de tendencia polinómica de tercer orden.

El fenómeno que explica este tipo de crecimiento es la transferencia de calor realizada a una mayor carga térmica. Por ser una práctica realizada en una tarde más cálida, la carga térmica por pérdidas aumentó y la capacidad frigorífica se utilizó inicialmente en el enfriamiento del agua. Transcurridas 1,75 horas el agua llegó a una temperatura de 7°C (Figura 4.7) en consecuencia el espesor de hielo se incrementó de una forma más rápida en comparación con la inicial, obteniéndose un espesor de hielo de 21 mm en tres horas.

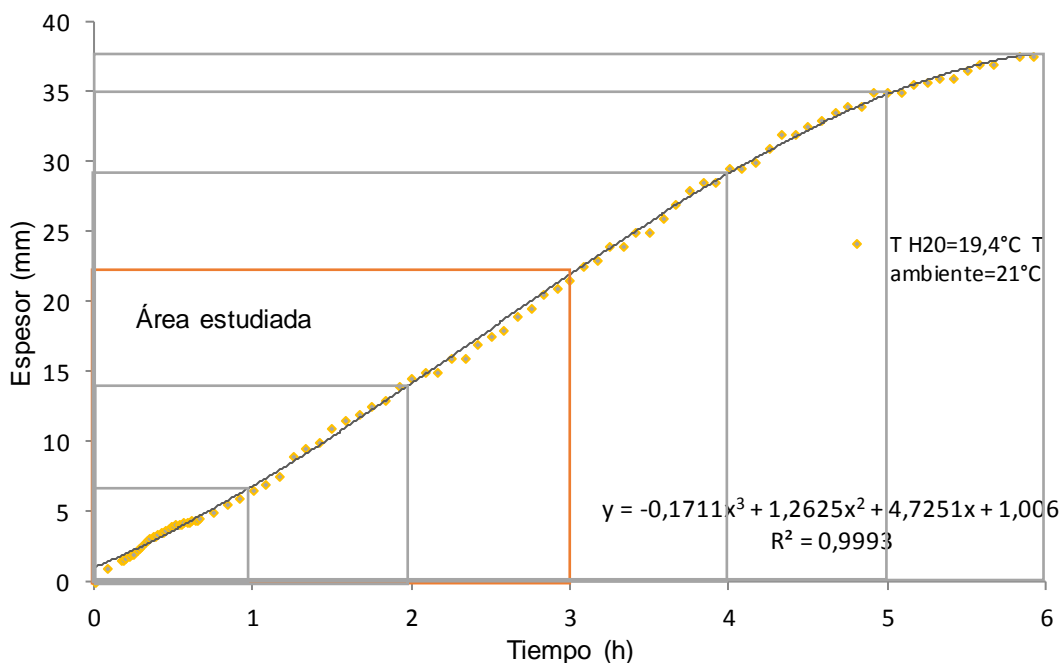


Figura 4.9. Espesor de hielo vs. Tiempo T h20=19,4°C.
(Fuente: propia)

La curva obtenida a una temperatura de agua de 17°C se relaciona con una línea de tendencia de cuarto orden, representando un incremento inicial lento hasta 1,25 horas; un crecimiento rápido de 1,25 a 1,75 horas y finalmente una desaceleración en el incremento

del espesor de hielo. El espesor de hielo obtenido fue de 20 mm en el tiempo estudiado. La tendencia de esta curva se debe a la convección forzada utilizada para el enfriamiento del agua, luego de este tiempo la convección del agua fue libre.

Si se considera un tiempo mayor a 3 horas, se observa como el crecimiento del espesor de hielo va disminuyendo considerablemente luego de las 5 horas de funcionamiento del equipo (Tabla 23 – Anexo 3). En ese momento se tiene un espesor de hielo aproximado de 35mm (Figura 4.9).

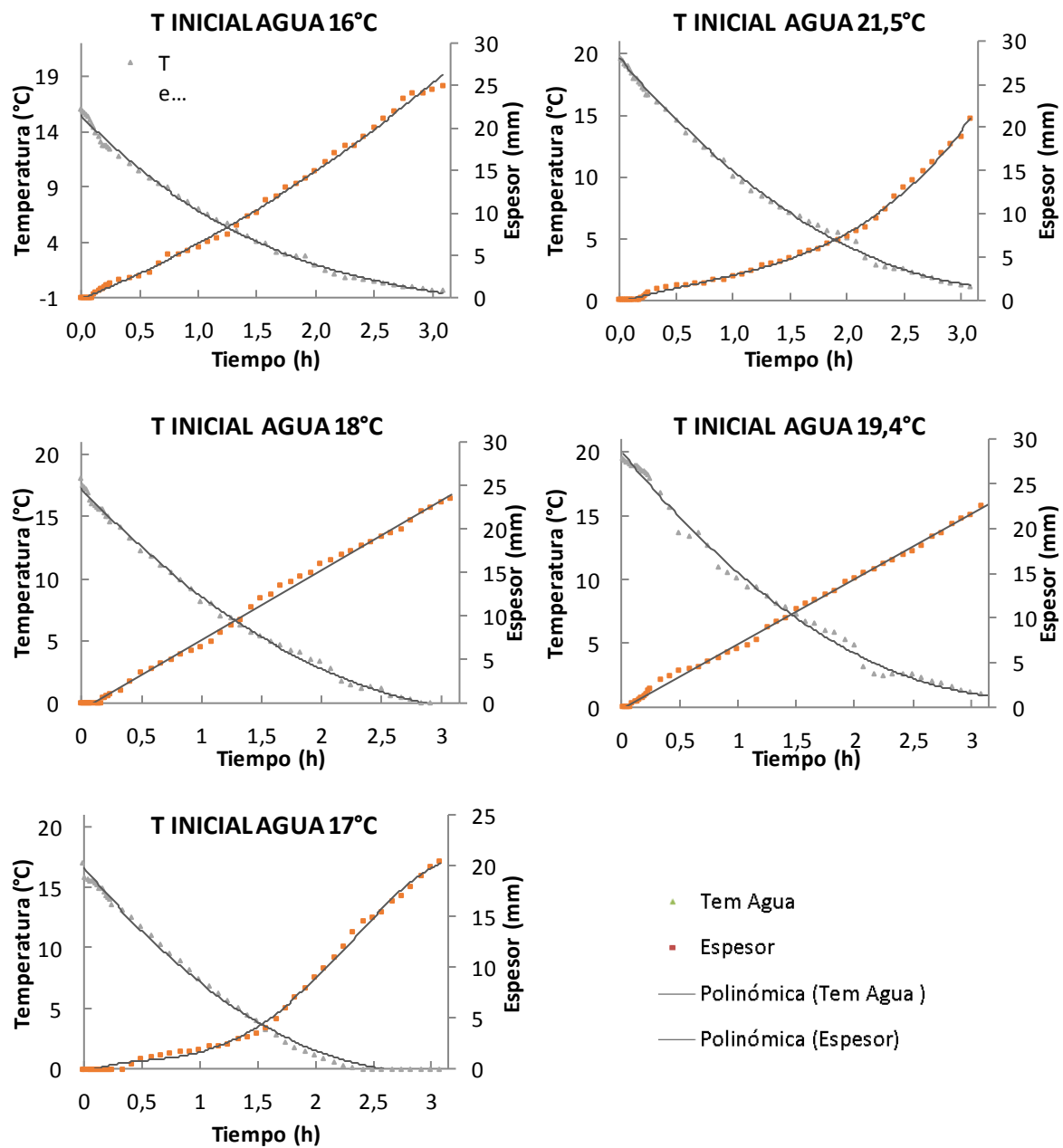


Figura 4.10. Enfriamiento de agua y Espesor de hielo vs. Tiempo.

(Fuente: propia)

Al comparar las gráficas de enfriamiento de agua y espesor de hielo en cada caso (Figura 4.10), se observa la relación de enfriamiento de agua, crecimiento de hielo y su punto de intersección. Este punto se desplaza hacia la derecha con temperaturas de agua mayores a 20°C, obteniendo menor espesor de hielo al esperado en el tiempo estudiado

Estas figuras corresponden a un enfriamiento de agua en convección libre, pero si la convección es forzada el punto de intersección se mantiene en la parte central con respecto al tiempo. Para este caso, se tiene una mayor velocidad de enfriamiento de agua y un crecimiento de hielo lento, en comparación con las curvas de prácticas en convección libre.

4.2.3. Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo

La Figura 4.11 presenta la velocidad de formación de hielo para las cinco prácticas en tres horas.

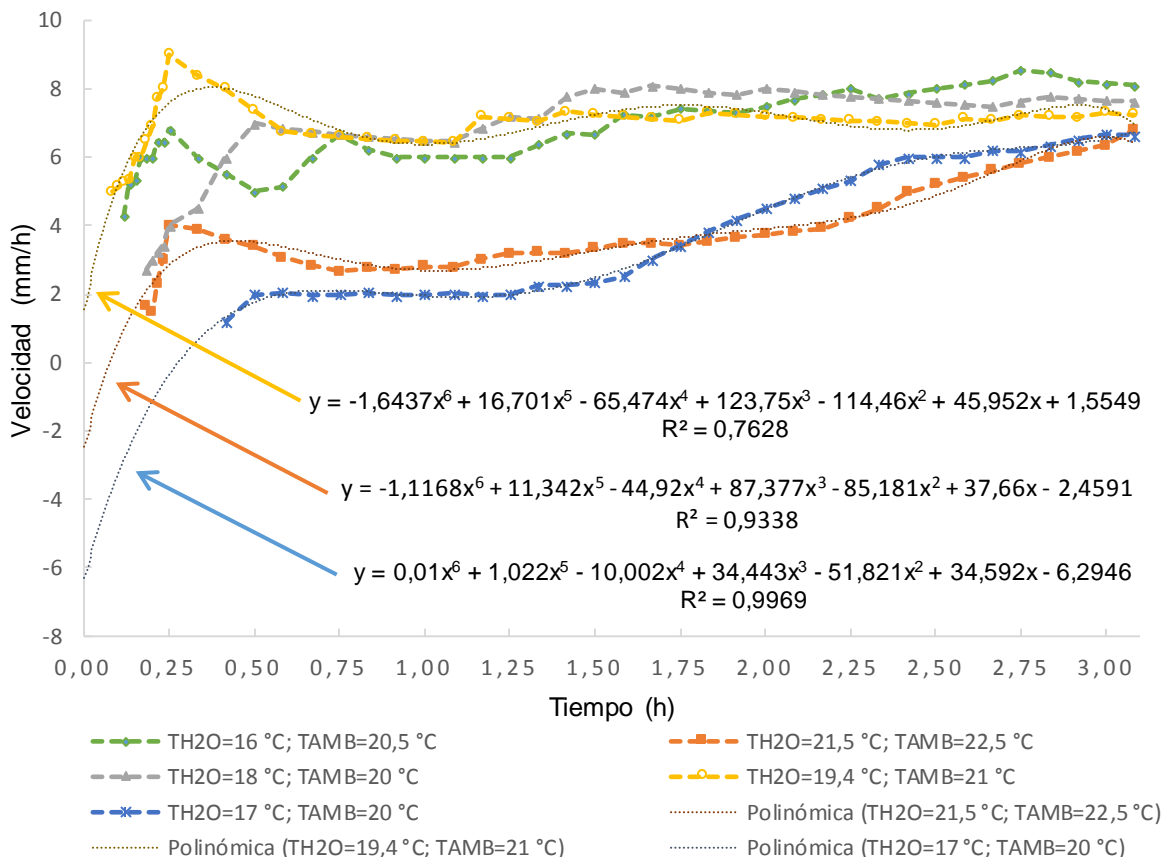


Figura 4.11. Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

Las curvas obtenidas a temperaturas iniciales de 16°C, 18°C y 19,4°C presentan un similar comportamiento, a continuación, se describe el desarrollo de estas curvas en el tiempo. En el transcurso de 5 a 10 minutos después de iniciada la práctica, con dos grados de temperatura menor que la temperatura inicial (Figura 4.7), inicia el cambio de fase de las películas de fluido más cercanas al evaporador. Las velocidades de formación van desde los 3 a 9 mm/h durante los siguientes 12 minutos aproximados. El hielo generado es el resultado del flujo generado por diferencia de densidades de las películas más cercanas de agua, considerando como única resistencia térmica existente entre la capa superficial del agua y del refrigerante a la dada por el material del evaporador.

Luego de este período de tiempo la velocidad de formación de hielo disminuirá hasta estabilizarse en un rango de 7 a 8 mm/h. Esta disminución se debe al incremento de la resistencia térmica del hielo conforme este se va generando.

El rango de velocidades de 7 a 8 mm/h se mantiene por las siguientes dos horas, luego de las cuales ira disminuyendo como se observa en la Figura 4.12. Los datos utilizados para realizar la Figura 4.12. se pueden observar en la Tabla 23 de los anexos.

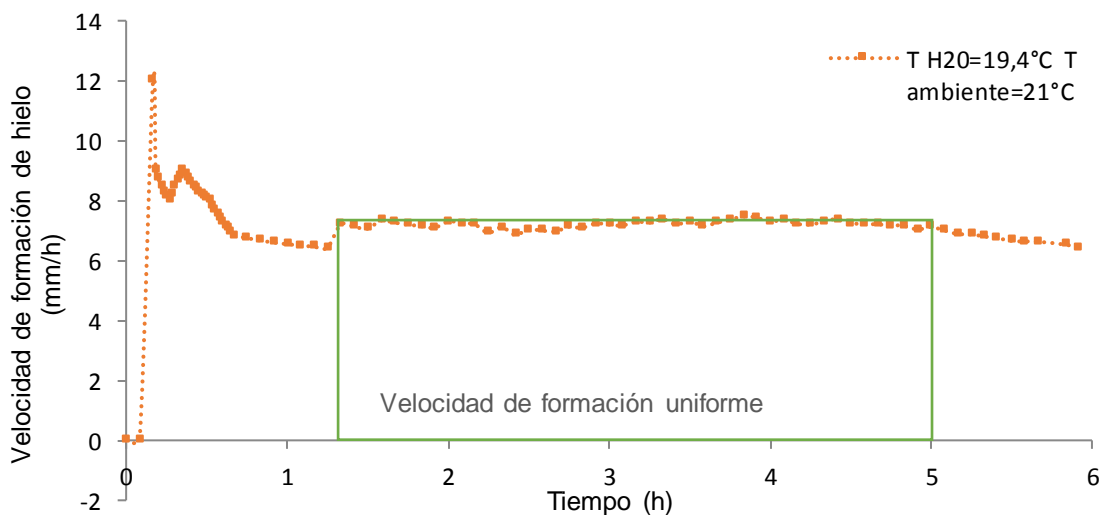


Figura 4.12. Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo TH₂O=19,4°C.
(Fuente: propia)

La curva obtenida con una temperatura inicial de 21,5°C, presenta su mayor incremento inicial a los 15 minutos, con una velocidad máxima de 4 mm/h; luego del cual disminuye hasta 2,7 mm/h después de 30 minutos. Se observa un nuevo incremento desde este tiempo hasta las 3 horas siguientes en la que la velocidad tiene un valor de 6,8 mm/h.

Finalmente, la curva obtenida con una temperatura inicial de agua de 17°C y convección forzada se incrementa gradualmente. Después de media hora de funcionamiento del equipo, la velocidad se estabiliza en 2 mm/h por un periodo de 1 hora, este fenómeno se da en consecuencia al movimiento del agua en el tanque y la introducción de burbujas de aire a temperatura ambiente en el tanque.

La finalidad es homogenizar la temperatura del agua en todo el tanque. Con temperaturas de agua menores, la velocidad de formación de hielo aumenta hasta lograr una estabilización en 6,8 mm/h.

La condición de convección forzada es mantenida por 2,42 horas. Se obtuvo un espesor de hielo de 14,5 mm y una temperatura de agua en el tanque de 0°C. Después de este tiempo se apagó el sistema para convección forzada, observándose en la curva un equilibrio a 6 mm/h.

La curva de velocidad de formación de hielo va disminuyendo para temperaturas de agua iniciales mayores.

4.2.4. Temperaturas de capa superficial del fluido cercano al evaporador

Tres capas de fluido fueron estudiadas. El sensor 1, registra datos de temperatura a 3 mm de la capa superficial del evaporador, el sensor 2 registra datos de temperatura a 12 mm de la capa superficial; mientras que, el sensor 3 registra datos a 25 mm de la capa superficial.

En la Figura 4.13 se observan las gráficas temperatura vs tiempo como resultado de los datos adquiridos en las 5 prácticas.

Las curvas obtenidas con el sensor 1 presentan 3 regiones bien diferenciadas:

La primera región representa la fase de enfriamiento de agua. Este tramo de curva se puede comparar con una línea de tendencia polinómica de segundo orden, que; dependiendo de la temperatura inicial del agua puede finalizar en 1 hora (T. inicial agua =16°C y 21,5°C), 1,1 horas (T. inicial agua =17°C) y 1,3 horas (T. inicial agua =18°C y 19,4°C). La velocidad de enfriamiento de agua depende de la temperatura inicial de agua y la temperatura de trabajo del refrigerante.

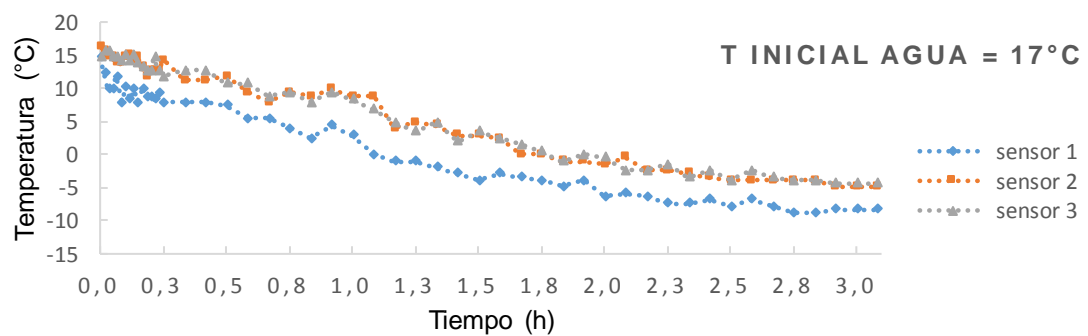
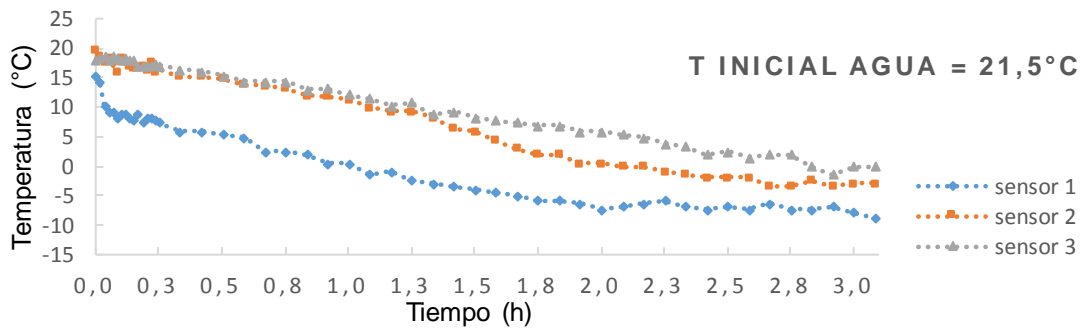
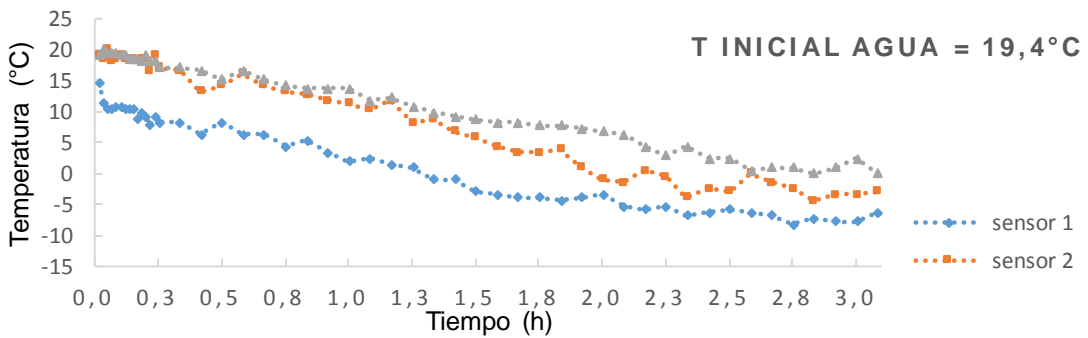
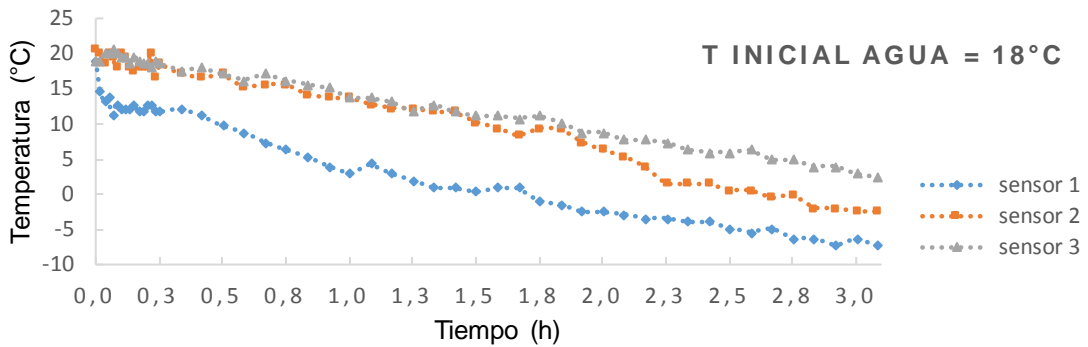
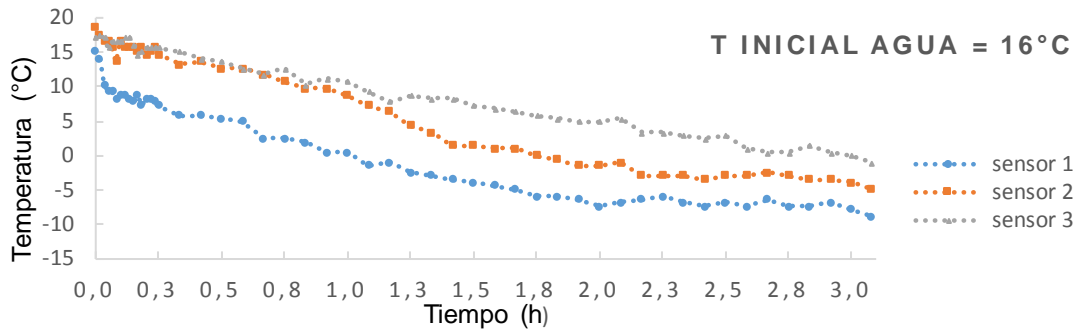


Figura 4.13. Temperatura de capa superficial cercano al evaporador vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

La segunda región indica un cambio de fase, en este tramo de curva se observa un equilibrio de datos en 0°C por un rango de 10 a 15 minutos, fácilmente comprobable con una línea de tendencia lineal cuya pendiente tiene un valor aproximadamente nulo.

La tercera región representa el subenfriamiento de hielo, también representada por una línea de tendencia polinómica de segundo orden, al finalizar las tres horas esta curva se estabiliza a temperaturas de $-6,5^{\circ}\text{C}$ a -8°C .

En las curvas obtenidas con el sensor 2 de igual manera se observan 3 regiones, la interpretación es la misma que en el sensor 1 pero con diferencias en los tiempos de inicio por estar ubicado a una distancia mayor que el sensor 1.

El enfriamiento de agua tiene una duración de 1,4 horas a 2 horas para temperaturas de agua inicial de 16°C a $21,5^{\circ}\text{C}$ respectivamente. Un cambio de fase es registrado después de este tiempo con una duración de 15 minutos, para luego subenfriar el hielo a temperaturas en el rango de $-2,5^{\circ}\text{C}$ (T. inicial agua $21,5^{\circ}\text{C}$) a -5°C (T. inicial agua 16°C).

Por último, el sensor 3 presenta un gráfica similar a la del enfriamiento de agua, ya que, el enfriamiento indica una línea de tendencia de segundo orden estabilizándose en valores iguales o próximos a 0°C .

4.2.5. Temperatura del refrigerante en el evaporador

En la modelación matemática se contempló el valor de -5°C como la temperatura del refrigerante que ingresa al evaporador y se mantiene después de la ebullición forzada ingresando como gas a la misma temperatura al compresor.

A diferencia de la modelación matemática, en la evaluación experimental se observó variaciones en la temperatura de ingreso al evaporador.

La Figura 4.14 presenta las curvas proyectadas por temperaturas del refrigerante al ingreso del evaporador, luego de transcurridos 5 minutos (tiempo de estabilización) se observan temperaturas que varían en forma descendente desde -3°C a -5°C . Este cambio indica la variación de la capacidad frigorífica del equipo de acuerdo con la demanda en ese instante.

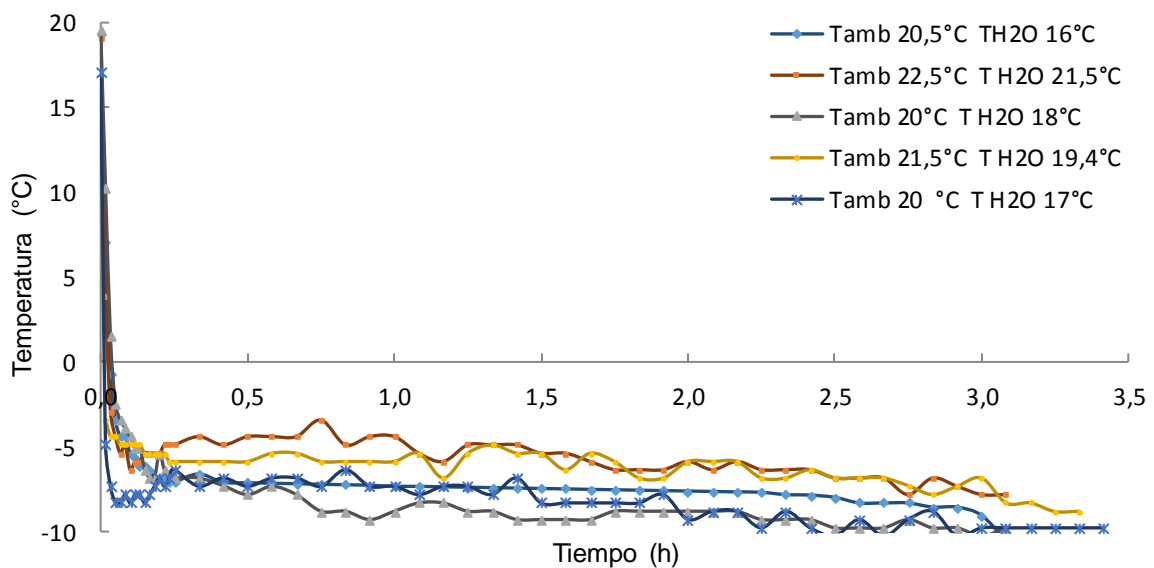


Figura 4.14. Temperatura del refrigerante al ingreso del evaporador vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

Los picos observados en las curvas responden al requerimiento de mayor capacidad frigorífica para enfriamiento de agua. Los dos picos más altos (cargas térmicas mayores) son el resultado de experiencias realizadas por la tarde, mientras que los dos picos siguientes son el resultado de experiencias realizadas por la noche.

En condiciones de $T_{\text{ambiente}} = 22,5^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{H}_2\text{O}} = 21,5^{\circ}\text{C}$ la carga térmica total a los dos minutos después de encendido el equipo es de 2418,16 W, para este tiempo la temperatura del agua y el espesor de hielo son $20,5^{\circ}\text{C}$ y 0 mm respectivamente. La velocidad de enfriamiento del agua es de $0,8^{\circ}\text{C}$ por minuto, sin existencia de hielo sobre el evaporador.

La relación entre la temperatura de ingreso al evaporador y la capacidad frigorífica de la unidad condensadora es directa e indica que, a una menor temperatura de refrigerante en el ingreso, la capacidad frigorífica disminuye. La capacidad frigorífica varía en dependencia de la carga térmica (demanda) instantánea del sistema.

La temperatura ambiental tiene relación directa con la temperatura de ingreso al evaporador. A una temperatura ambiental de $22,5^{\circ}\text{C}$, se observan temperaturas del refrigerante al ingreso del evaporador de -3°C a $-7,8^{\circ}\text{C}$. Mientras que, a una temperatura ambiental de 20°C , se observan temperaturas del refrigerante al ingreso del evaporador de -3°C a -10°C .

La Figura 4.15 presenta las temperaturas del refrigerante a la salida del evaporador. El rango de variación de estas temperaturas inicia a temperatura ambiental para luego del tiempo estudiado encontrarse a temperaturas cercanas a 0°C.

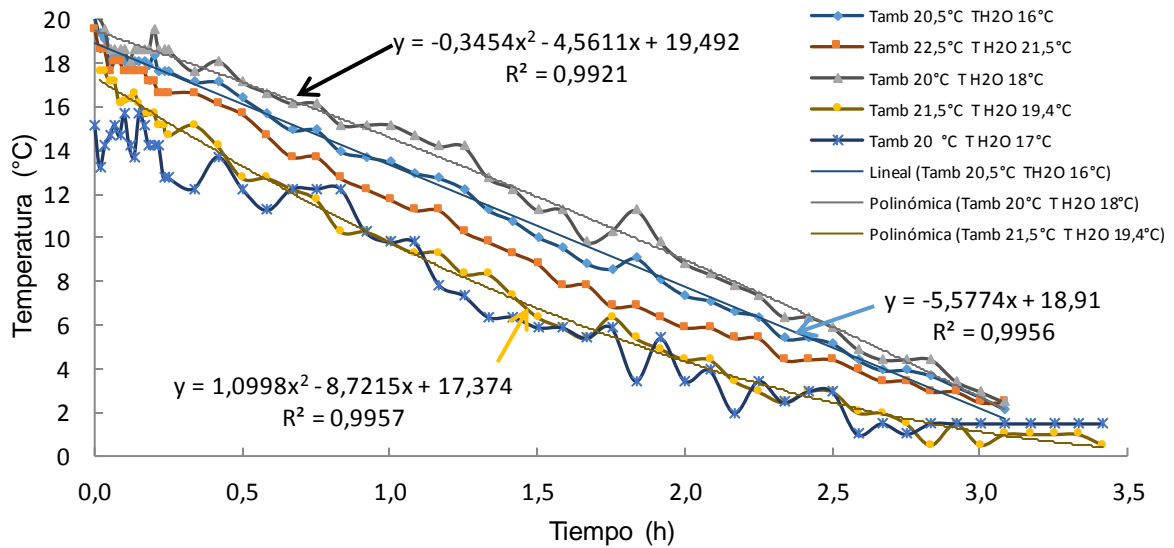


Figura 4.15. Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador vs. Tiempo. (Fuente: propia)

A temperatura ambiental de 20°C y temperatura inicial de agua de 18°C, la curva (cóncava) para los datos graficados tiene una tendencia polinómica de segundo orden con un coeficiente de determinación igual a 0,992

A temperatura ambiental de 20,5°C y temperatura inicial de agua de 16°C, la curva obtenida tiene una tendencia lineal con un coeficiente de determinación igual a 0,996. Mientras que, a temperatura ambiental de 21,5°C y temperatura inicial de agua de 19,4°C, la curva (convexa) obtenida tiene una tendencia polinómica de segundo orden con un coeficiente de determinación igual a 0,996.

Con la disminución de la temperatura del agua disminuye también la temperatura de salida del refrigerante.

4.2.6. Temperatura del refrigerante a la salida del condensador

La Figura 4.16 presenta curvas de variación de temperatura del refrigerante a la salida del condensador a distintas temperaturas iniciales de agua y ambiental. Estas curvas indican que la temperatura del refrigerante a la salida del condensador se estabiliza a los 15

minutos de encendido el equipo. A partir de este tiempo se estabiliza en un rango de 28°C a 34°C. Este valor se encuentra en dependencia de: la temperatura ambiental, la temperatura del agua, la presión de alta del sistema y las pérdidas que existan por la longitud de tubería del condensador y demás conexiones.

Al existir cambios mínimos en la presión de alta durante todas las prácticas, la variación de temperatura del refrigerante a la salida del condensador depende casi en su totalidad de la temperatura ambiental y la temperatura del agua. Así pues, al tener una temperatura ambiental baja, es decir aire utilizado como fluido de trabajo por el ventilador de la unidad condensadora a menor temperatura; mejora la capacidad de transferencia de calor entre el refrigerante y el aire dando como resultado refrigerante condensado a menor temperatura.

Al comparar las curvas obtenidas a temperatura de agua de 16°C y temperatura ambiental de 20,5°C con la curva obtenida a temperatura de agua de 21,5°C y temperatura ambiental de 22,5°C, se observa que la temperatura del refrigerante a la media hora de funcionamiento del equipo es de 29,8°C para la curva obtenida a menores temperaturas y de 32,4°C para la curva obtenida a mayores temperaturas.

Obtener una temperatura del refrigerante a la salida del condensador baja es importante, ya que mejora la eficiencia frigorífica del equipo.

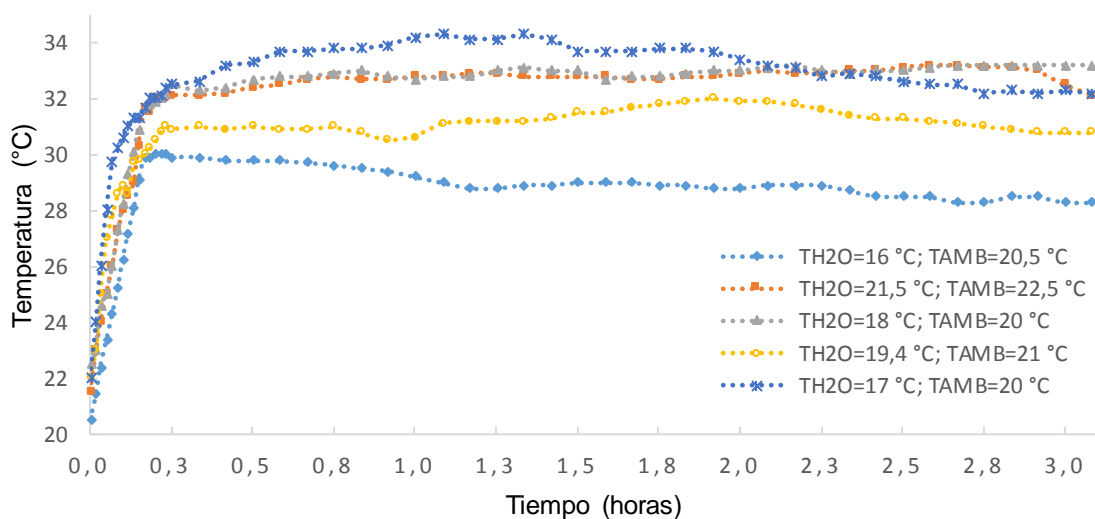


Figura 4.16. Temperatura del refrigerante a la salida del condensador vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

4.3. Cálculos realizados

Con los datos obtenidos de espesor y temperaturas del equipo se evaluó: la velocidad de formación de hielo, el coeficiente de funcionamiento y la eficiencia frigorífica del sistema para cada práctica realizada, siguiendo el modelo matemático definido anteriormente.

Para obtener los parámetros de eficiencia indicados, en cada práctica se recalculó: entalpías, flujos máxicos, cargas térmicas necesarias para enfriamiento y congelación, la capacidad frigorífica y potencia consumida por el compresor en determinado tiempo.

A continuación, se presenta un resumen de los resultados obtenidos.

4.3.1. Carga térmica total

El valor de carga térmica total se obtuvo mediante la suma del calor sensible y calor latente para un instante de tiempo determinado, tomando en cuenta los datos de temperatura del agua en el tanque, la masa de hielo y la masa de agua. La Figura 4.17 presenta la variación de la carga térmica total en el tiempo.

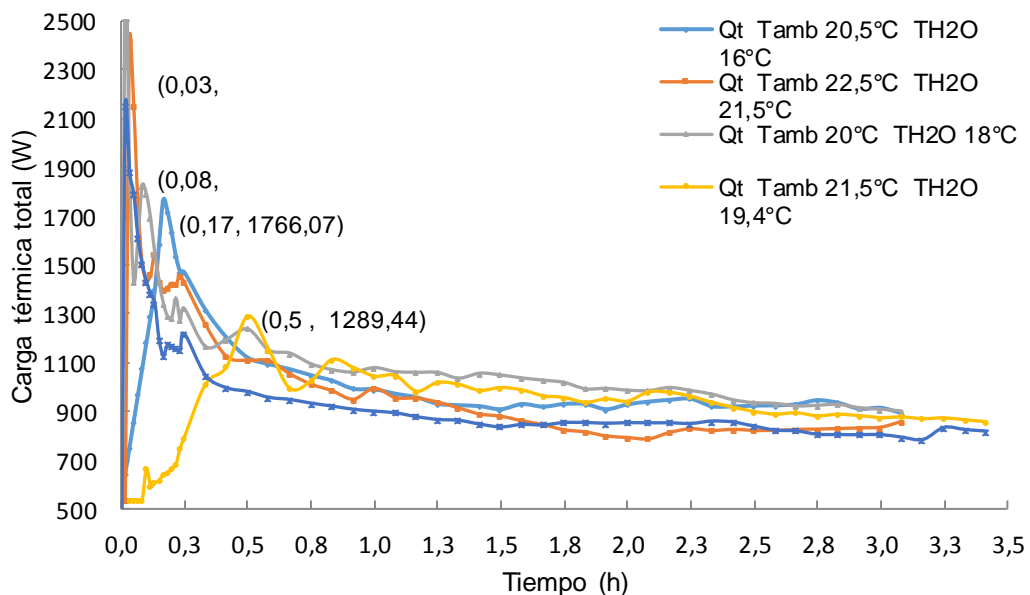


Figura 4.17. Carga térmica total vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

La carga térmica total en un rango de tiempo de 0 a 0,5 horas presenta gran variación, observándose picos que representan el máximo valor de carga térmica en determinado instante para cada práctica. Los valores obtenidos en el rango de 0 a 0,5 horas son mayores a los obtenidos tres horas después.

Transcurridas tres horas, la carga térmica total es 858,55 W, la temperatura del agua y el espesor de hielo son 1,1°C y 21 mm respectivamente. La velocidad de enfriamiento del agua es 0,04 °C por minuto mientras que el espesor de hielo se incrementa a razón de 0,2 mm por minuto.

En condiciones de $T_{\text{ambiente}} = 20,5^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{H}_2\text{O}} = 16^{\circ}\text{C}$ la carga térmica total a los diez minutos después de encendido el equipo es de 1776 W, para este tiempo la temperatura del agua y el espesor de hielo son 13°C y 1 mm respectivamente. La velocidad de enfriamiento del agua es de 0,5°C por minuto y el espesor de hielo se incrementa a razón de 0,5 mm por minuto.

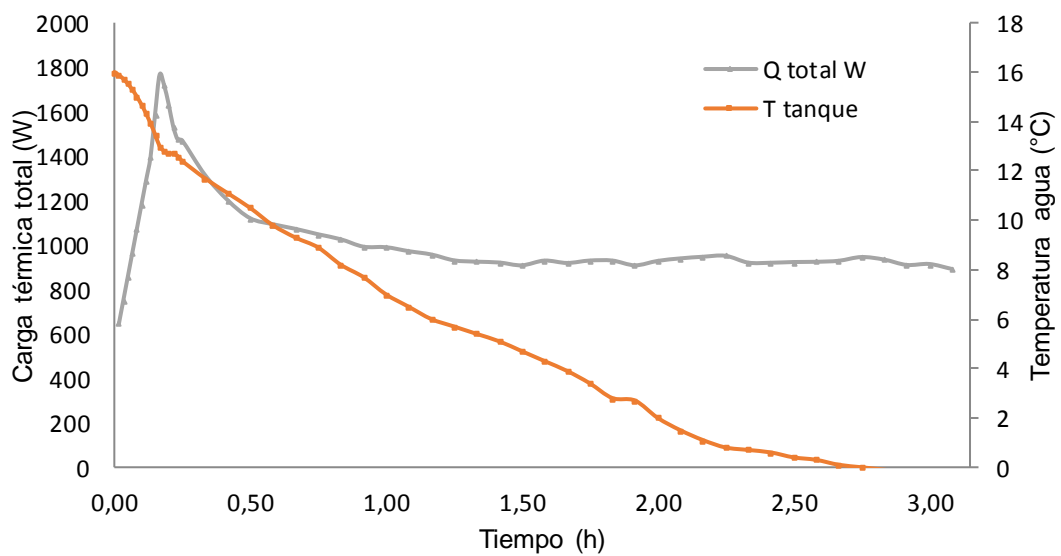


Figura 4.18. Carga térmica total y temperatura del agua vs. Tiempo - $T_{\text{H}_2\text{O}} 16^{\circ}\text{C}$.
(Fuente: propia)

De igual forma que en el caso anterior, al transcurrir tres horas la carga térmica total es 891,89 W, la temperatura del agua y el espesor de hielo son $-0,4^{\circ}\text{C}$ y 25 mm respectivamente. La velocidad de enfriamiento del agua es $0,02^{\circ}\text{C}$ por minuto y el espesor de hielo se incrementa a razón de 0,2 mm por minuto.

En resumen, la temperatura ambiente y temperatura inicial del agua tienen relación directa con la carga térmica total, como se muestra en la Figura 4.18.

Comparando las curvas de flujo de calor total, sensible y latente (Figura 4.19) de la práctica a $T_{\text{H}_2\text{O}} = 16^{\circ}\text{C}$, se observa cómo influye el flujo de calor sensible sobre la carga total.

A los 10 minutos de funcionamiento del equipo del 100% de capacidad frigorífica requerida, el 90% corresponde al calor necesario para enfriamiento de agua. En cambio, a las tres

horas de funcionamiento del equipo, el 40% de la capacidad frigorífica requerida se utiliza para enfriamiento de agua.

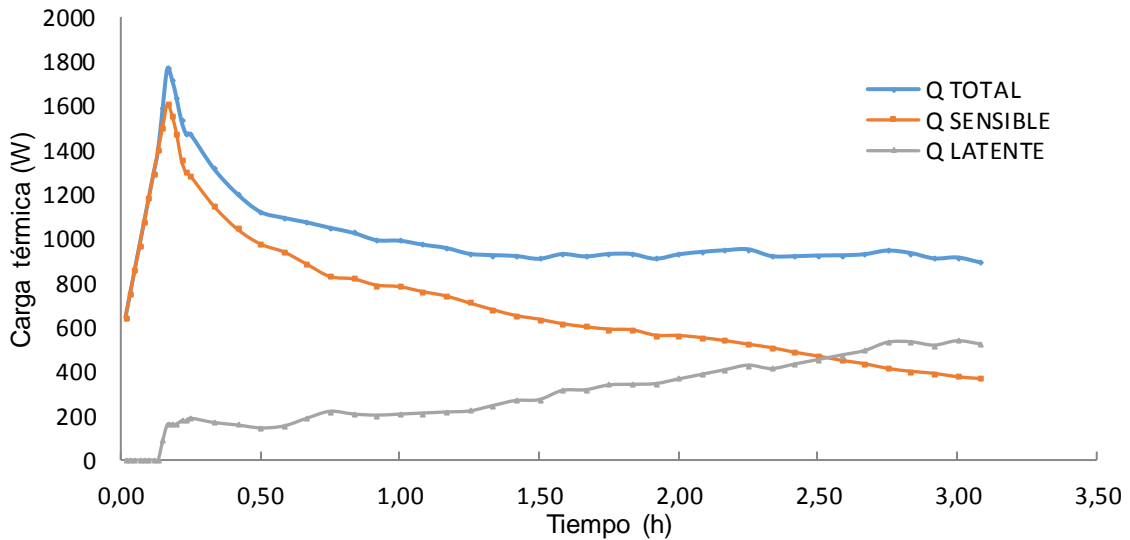


Figura 4.19. Carga térmica total vs. Tiempo- T H₂O 16°C.
(Fuente: propia)

La carga térmica total llega a un punto de equilibrio cuando la pendiente de las curvas de flujo de calor sensible y latente en el rango de tiempo de 1,5 a 3 horas tiene el mismo valor. Es decir, cuando la carga térmica necesaria para enfriar el agua disminuya en la misma proporción en la que aumenta la carga térmica para generación y subenfriamiento de hielo.

4.3.2. Potencia consumida por el compresor (Potencia absorbida)

Las curvas de la Figura 4.20, indican la variación de la potencia consumida por el compresor de acuerdo a la capacidad frigorífica requerida, es por esta razón que existe similitud en la forma de las curvas con respecto al tiempo.

Si se toma como ejemplo la práctica a $T_{\text{ambiente}} = 22,5^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{H}_2\text{O}} = 21,5^{\circ}\text{C}$ se observa que, al transcurrir tres horas de funcionamiento el compresor consumió 172,7 W para retirar una carga térmica de 858,6 W. Esto quiere decir que: por cada 1W consumido por el compresor, se retiró 5 W de energía térmica del agua en el tanque reservorio.

De igual manera, en la práctica a $T_{\text{ambiente}} = 20,5^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{H}_2\text{O}} = 16^{\circ}\text{C}$ después de tres horas de funcionamiento el compresor consumió 166,13 W para retirar una carga térmica

de 891,89 W. Estos resultados indican que: por 1 W consumido por el compresor, se retiró 5,4 W de energía térmica en el tanque reservorio.

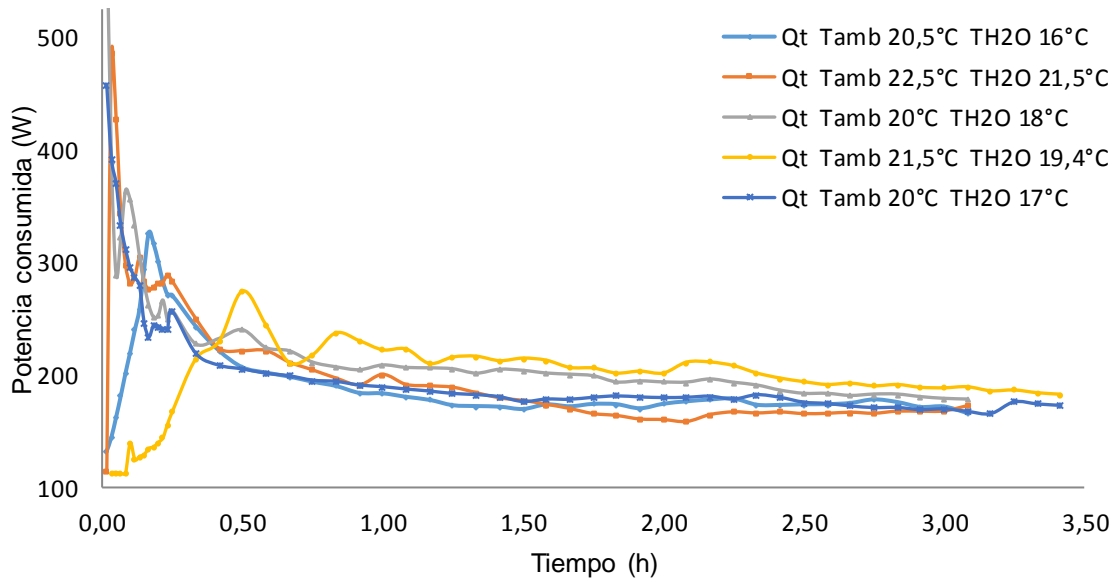


Figura 4.20. Potencia consumida por el compresor vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

4.3.3. Coeficiente de desempeño y Eficiencia frigorífica

Las Figuras 4.21 y 4.22 indican valores de COP y Eficiencia frigorífica respectivamente. Estos parámetros son fijos para un equipo, pero al realizar una evaluación experimental en condiciones de funcionamiento variables se observa la influencia que estas condiciones tuvieron sobre estos parámetros.

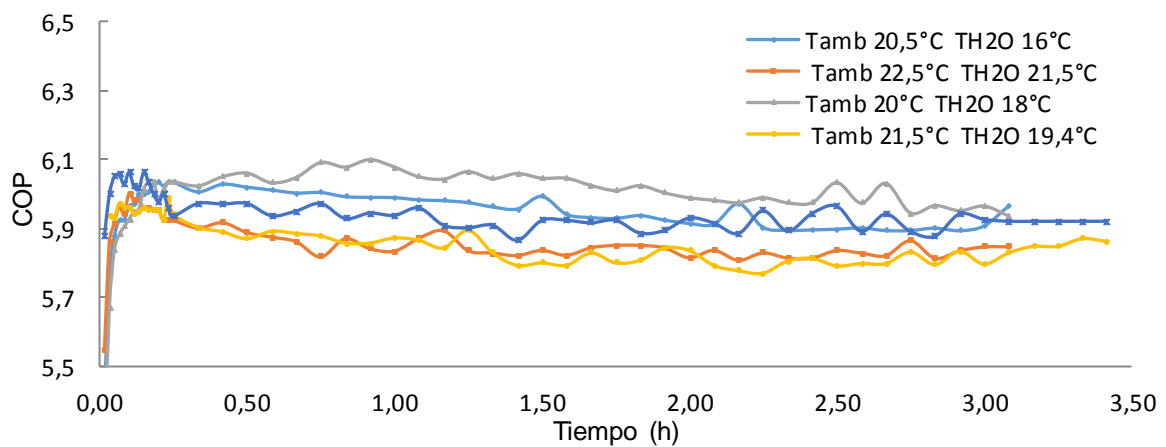


Figura 4.21. Coeficiente de desempeño COP vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

Por lo tanto, el COP observado para distintas temperaturas (ambiente y agua) de trabajo varía en el rango de 5,8 a 6,1; mientras que la eficiencia frigorífica fluctúa entre valores de 78 y 95%.

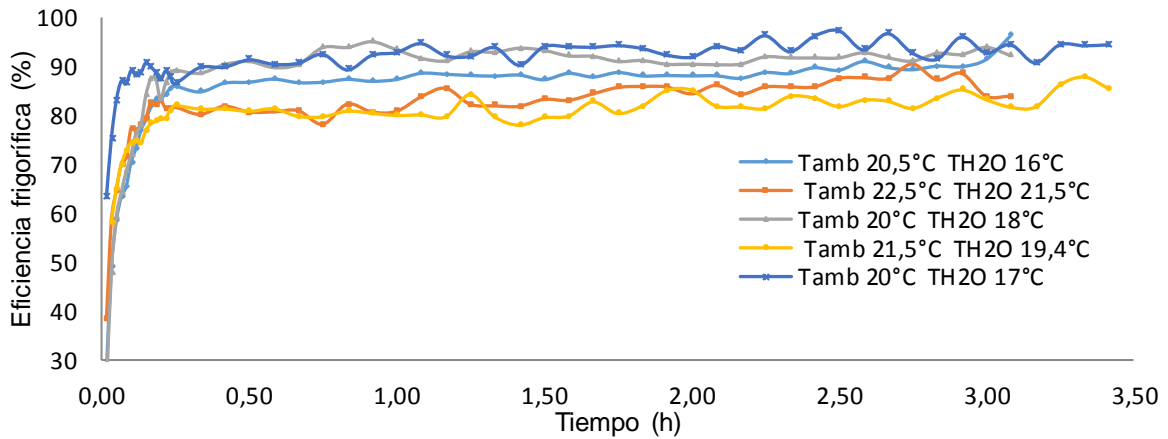


Figura 4.22. Eficiencia frigorífica vs. Tiempo.
(Fuente: propia)

La Tabla 4.2 presenta los resultados obtenidos de las prácticas representativas en el transcurso de 3 horas, observándose lo siguiente:

En todas las prácticas se observó una eficiencia mayor a 85%. Con una temperatura inicial de agua de 21,5°C y temperatura ambiental de 22,5°C, la eficiencia frigorífica fue de 84%; mientras que, con una temperatura inicial de agua de 18°C y una temperatura ambiental de 20°C, la eficiencia frigorífica fue de 91,87%. Al comparar estos dos valores de eficiencia se puede notar que al iniciar el funcionamiento del equipo con temperaturas de agua y ambiente bajas la eficiencia es mayor. Esta comparación no es válida para la experiencia realizada a temperatura inicial de agua de 17°C y temperatura ambiental de 20°C ya que la práctica se realizó utilizando convección forzada en el agua.

La mayor razón de calor total / potencia absorbida se observa a temperatura inicial de agua de 16°C con un valor de 5,4. Este no es un indicativo principal de mejoramiento de eficiencia, pero si de un mayor valor de COP.

A Temperatura inicial de agua de 16°C, se obtuvo el mayor espesor de hielo sobre el evaporador, este valor es aproximadamente de 25mm.

A temperatura inicial de agua de 18°C, se registró la temperatura más baja de agua al final de la experiencia, su valor fue de -0,5°C.

Con una temperatura inicial de agua de 19,4°C, la potencia absorbida por el compresor (185,95W) fue mayor.

En la experiencia realizada a temperatura inicial de agua de 17°C y temperatura ambiental de 20°C, se obtuvo la menor carga térmica retirada igual a 794,11 W, la temperatura del agua al final de la experiencia fue de 0°C, el COP obtenido fue de 5,92 y la eficiencia frigorífica fue del 90,7%. Si se comparan estos valores con los resultados obtenidos en la experiencia realizada con la temperatura inicial de agua más baja los resultados de potencia absorbida, COP y eficiencia frigorífica son casi iguales; en tanto que al igualar los valores de temperatura final de agua y espesor de hielo si existe una diferencia notoria de -0,4°C y 5mm respectivamente.

En consecuencia, utilizar convección forzada en el agua si mejoró la eficiencia frigorífica del equipo; pero, poner en funcionamiento el equipo en condiciones como las observadas en la práctica realizada a temperatura inicial de agua de 16°C resulto ser la mejor opción.

Tabla 4.2. Resultados de cálculos realizados para las diferentes prácticas en tres horas.

T_i agua (°C)	T_f agua (°C)	e (mm)	Velocidad formación hielo (mm/h)	\dot{Q}_s agua (W)	$\dot{Q}_{latente}$ hielo (W)	\dot{Q}_{total} (W)	Potencia absorbida (W)	Razón $\dot{Q}_{total} /$ Potencia absorbida	Energía consumida (Wh)	COP	Eficiencia frigorífica (%)
16	-0,4	25	8,1081	367,9	523,9	891,8	166,13	5,4	512,24	5,97	91,40
17	0	20,5	6,6486	411,8	382,3	794,1	167,66	4,7	547,78	5,92	90,70
18	-0,5	23,5	7,6216	426,6	397,0	901,0	178,58	5,0	550,64	5,94	91,87
19,4	1	23	7,2632	423,5	446,3	869,9	185,95	4,7	588,85	5,85	86,19
21,5	1,1	21	6,8108	461,5	397,02	858,55	172,69	5,0	532,45	5,85	84,02

(Fuente: propia)

En la Figura 4.23 se presentan resultados de Energía consumida y eficiencia frigorífica del equipo a distintas condiciones ambientales en un día de funcionamiento del equipo.

Se visualiza que la mejor eficiencia se obtuvo en la práctica realizada a 18°C; pero, el menor consumo de energía eléctrica se logró en la práctica realizada a temperatura de agua inicial de 16°C.

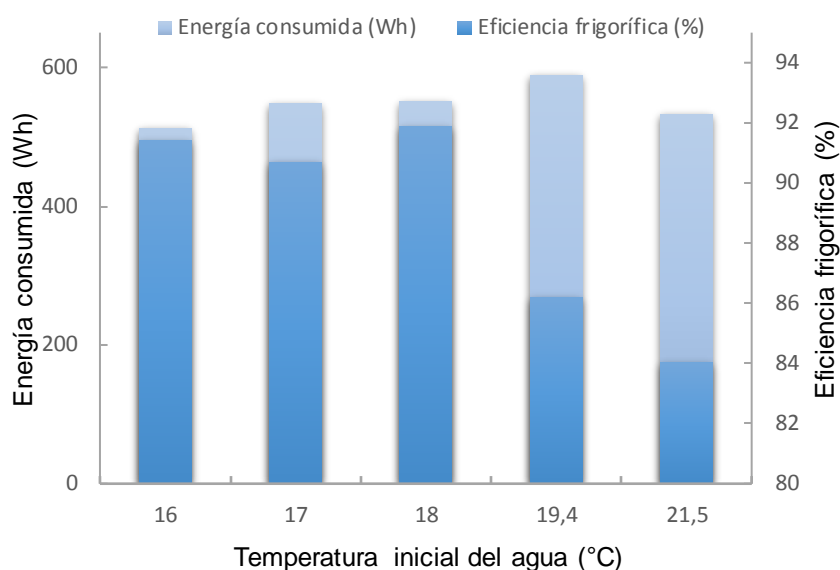


Figura 4.23. Energía consumida y Eficiencia frigorífica vs. Temperatura inicial del agua. (Fuente: propia)

Entonces, de la Figura 4.23 se puede deducir que: con temperaturas iniciales de agua menores se obtienen funcionamientos del equipo más eficientes con un menor consumo de energía eléctrica.

4.4. Validación de resultados experimentales

Los casos de experimentación a temperaturas iniciales de agua de 16°C, 18°C, 19,4°C y 21,5°C fueron simulados en el programa realizado para identificar la variación que existe en los resultados obtenidos. La validación se realizó con el fin de observar el porcentaje de error de los datos generados con el modelo realizado.

Los datos de temperatura del laboratorio, temperatura inicial del agua, temperatura de la superficie del tanque, variación de temperatura y presión del condensador, deben ser modificados de acuerdo a los datos obtenidos en cada experiencia. En el caso de la práctica realizada a temperatura inicial de agua de 16 °C y temperatura ambiental de 20,5°C; los datos utilizados para la temperatura de la superficie del tanque, la variación de temperatura y variación de presión del condensador son: 18,5°C, 20,34°F y 6 psi respectivamente.

A continuación, se presentan gráficas de temperaturas, espesor y velocidad de formación de hielo para la práctica realizada a temperatura inicial de agua de 16 °C.

La Figura 4.24 presenta datos de variación de temperatura de agua obtenida por simulación y de forma experimental. La curva obtenida por simulación presenta una gran similitud con los datos de temperatura obtenidos en la experiencia, en donde la mayor variación se observa en los 15 minutos iniciales de funcionamiento del equipo. A los 10 minutos de la experiencia se tiene una temperatura de agua de 12,8°C, mientras que por simulación la temperatura fue de 14°C; esta es la mayor variación observada al comparar los datos.

La curva obtenida por simulación presenta una tendencia polinómica de quinto orden con un coeficiente R^2 de 0,99.

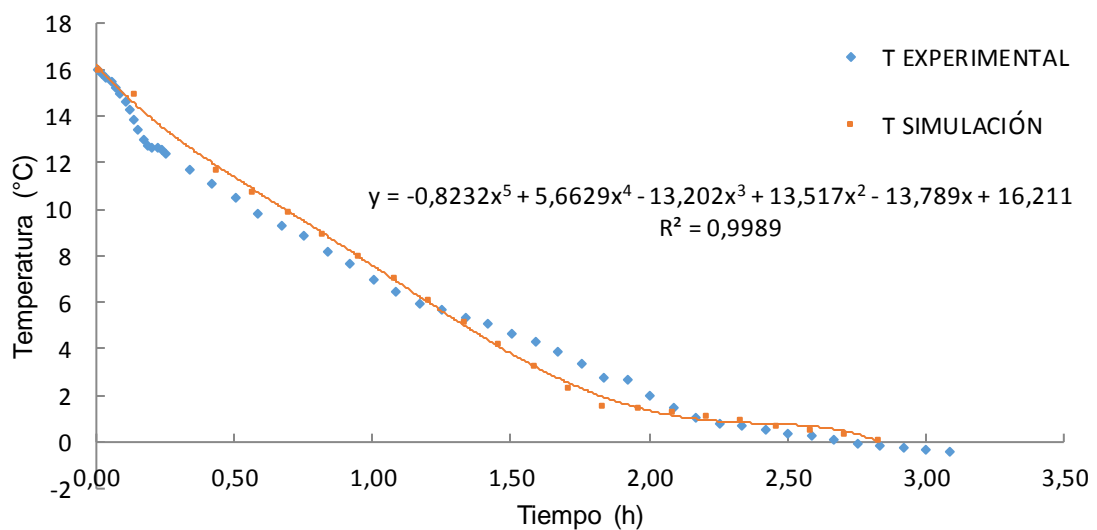


Figura 4.24. Temperatura del agua vs. Tiempo (Validación de resultados).
(Fuente: propia)

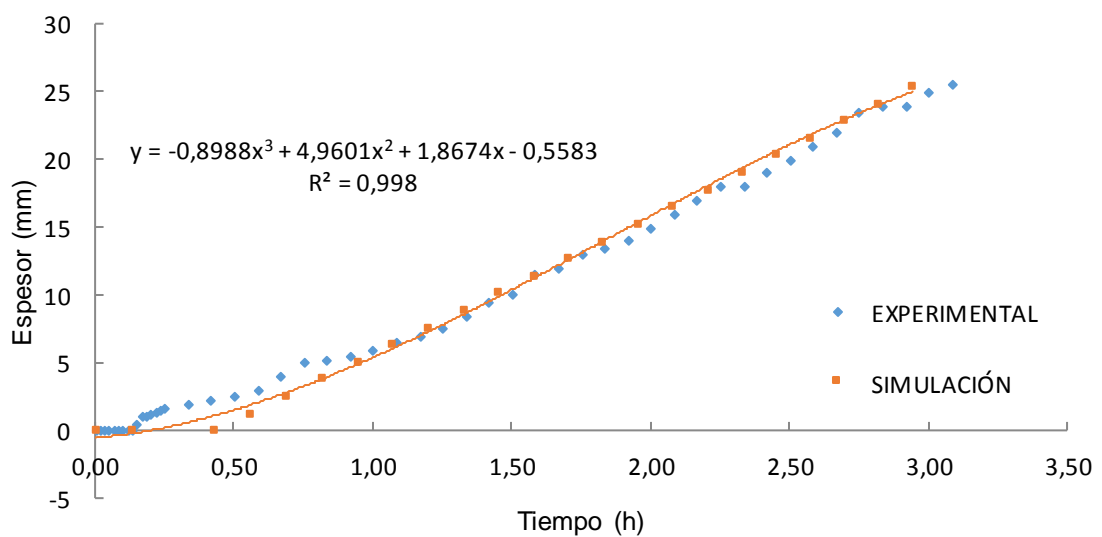


Figura 4.25. Espesor vs. Tiempo (Validación de resultados).
(Fuente: propia)

En la Figura 4.25 se presentan datos de variación del espesor de la capa de hielo por simulación y de forma experimental. La curva obtenida por simulación es casi igual a la curva proyectada por los datos experimentales obtenidos. Existe una pequeña variación en la primera hora de funcionamiento, ya que la generación de hielo inició a los 10 minutos de encendido el equipo; mientras que en la simulación inició la generación de hielo media hora después.

La curva presenta una tendencia polinómica de tercer orden con un coeficiente R^2 de 0,998.

Por otra parte, la Figura 4.26 presenta datos de variación de temperatura de la capa superficial entre el evaporador y el agua (T_{s1}) por simulación y de forma experimental. La curva obtenida por simulación en base a modelación matemática varía de forma muy aproximada con la proyección de los datos experimentales obtenidos. Para definir la variación de esta temperatura se necesita utilizar dos ecuaciones; la primera ecuación define la variación de temperatura en el enfriamiento y cambio de fase, mientras que la segunda ecuación indica un subenfriamiento. Las curvas presentadas tienen una tendencia polinómica de tercer y sexto orden con un coeficiente R^2 de 0,996.

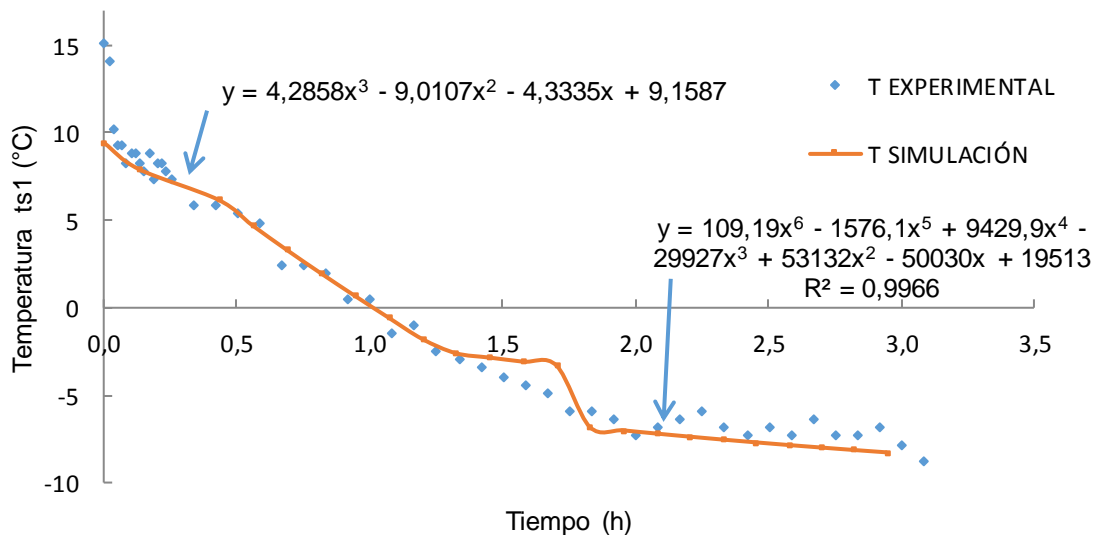


Figura 4.26. Temperatura de capa superficial vs. Tiempo (Validación de resultados).
(Fuente: propia)

Una situación particular ocurre con la gráfica de velocidad de formación de hielo en el tiempo (Figura 4.27). Experimentalmente el espesor de hielo se incrementa a mayor velocidad y después de una hora se estabiliza. Mientras que, por simulación se esperaba una velocidad de formación de hielo creciente en el tiempo que iniciaba como se dijo anteriormente después de media hora de funcionamiento del equipo. Al cumplirse una hora

de funcionamiento del equipo, las dos curvas se juntan indicando igualdad. Esto quiere decir que en el tiempo inicial existe inestabilidad en el proceso de formación de hielo.

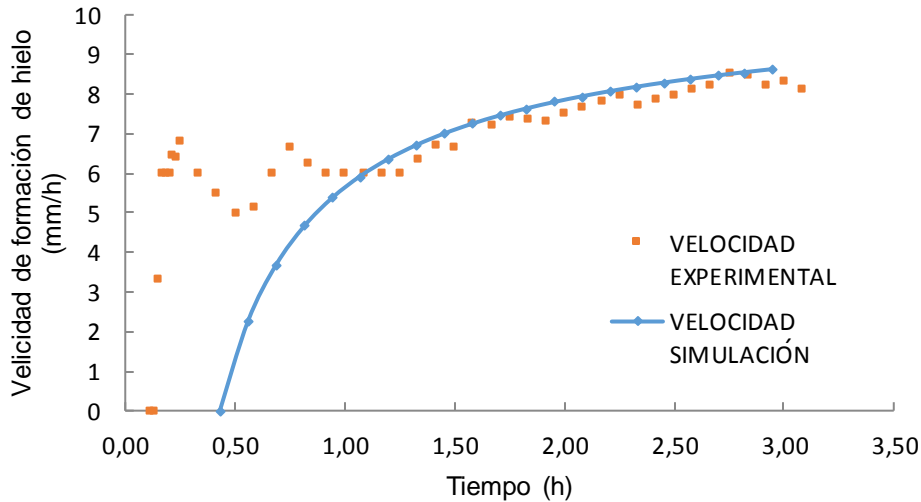


Figura 4.27. Velocidad de formación de hielo vs. Tiempo (Validación de resultados).
(Fuente: propia)

En la Tabla 4.3 se observa una síntesis de los resultados obtenidos en las diferentes experiencias. Se determinó el error encontrado de los datos de simulación con respecto a los obtenidos de forma experimental.

Una diferencia relevante se observa en el porcentaje de error de la capacidad frigorífica a retirar por simulación y experimental. Como en la simulación se tomó el valor dado en el catálogo del producto, esta es una capacidad frigorífica óptima para selección; pero no es la real, al compararlo con el valor real se observó una diferencia importante ya que el porcentaje de error varía del 25,83 al 32,77%.

Las diferencias contempladas al comparar los datos de temperatura final del agua y espesor de hielo obtenidos por simulación y experimental, se dan a causa de la inestabilidad observada en el proceso de formación de hielo durante la primera hora de experiencia. Para la temperatura final del agua, el porcentaje de error calculado se encuentra en el rango del 1,78% al 80%. En tanto que, para los datos de espesor de hielo generado, el porcentaje de error calculado varía en un rango de 0,39% al 15,24%.

Por último, los porcentajes de error evaluados para la velocidad de formación de hielo, trabajo del compresor, energía consumida, COP y eficiencia frigorífica no sobrepasaron el 20%.

Tabla 4.3. Resultados de cálculos realizados para las diferentes prácticas en tres horas.

PARÁMETROS	VALORES											
	16°C			21,5°C			18°C			19,4°C		
Temperatura inicial de agua (°C)	Experimental	Simulación	%Error	Experimental	Simulación	%Error	Experimental	Simulación	%Error	Experimental	Simulación	%Error
T final agua (°C)	-0,40	-0,41	1,78	1,10	0,93	15,45	-0,50	-0,10	80,00	1,00	1,78	78,00
Ts1 (°C)	-7,82	-8,27	5,75	-7,33	-5,87	19,99	-6,35	-7,59	19,45	-7,82	-7,67	1,92
Espesor (mm)	25,50	25,40	0,39	21,00	17,80	15,24	23,50	22,90	2,55	23,00	22,90	0,43
Velocidad de formación hielo (mm/h)	8,27	8,63	4,32	6,81	5,99	12,12	7,62	7,59	0,41	7,26	7,52	3,54
Q total (W)	905,38	1139,28	25,83	858,55	1139,93	32,77	901,05	1140,45	26,57	869,93	1139,93	31,04
Trabajo compresor (W)	168,64	163,93	2,79	172,69	204,20	18,25	178,58	163,93	8,21	185,95	163,93	11,84
Energía consumida (Wh)	519,99	491,80	5,42	532,45	612,60	15,05	550,64	491,79	10,69	588,85	491,79	16,48
COP	5,97	7,02	17,70	5,85	5,63	3,70	5,94	7,02	18,26	5,85	7,02	20,04
Eficiencia frigorífica (%)	91,39	74,22	18,79	84,02	71,27	15,17	91,87	74,22	19,21	86,19	74,22	13,88
Tiempo a 1°C (h)	2,17	2,20	1,70	3,08	3,17	2,81	2,50	2,36	5,60	3,08	2,66	13,73
Espesor a 1°C (mm)	17,00	17,80	4,71	21,00	21,00	0,00	19,00	18,10	4,74	22,50	19,77	12,13

(Fuente: propia)

4.5. Aplicabilidad del estudio realizado

Con objeto de contribuir al desarrollo de la pequeña y mediana industria de la Zona 3 (Cotopaxi, Chimborazo, Pastaza y Tungurahua) considerada como un centro de acopio agrícola y enclave comercial a escala nacional, en donde se destaca a la producción agropecuaria como una de las principales actividades económicas (Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo – Senplades, 2013), se estudiará la aplicabilidad de la acumulación térmica en la producción láctea.

En el año 2016 se produjeron 5,4 millones de litros de leche diarios en Ecuador. ("5,4 millones de litros de leche se producen al día", 2016) involucrando grandes consumos energéticos. El consumo total de energía varía entre los 0,14 a 0,33 kWh por cada litro de leche procesada; en la producción de leche fresca el 30% de la energía total consumida se debe a consumo de electricidad (Bernal Neira, 2017).

El proceso seleccionado para la aplicabilidad del estudio realizado es el de preenfriamiento de la leche al llegar al acopio para su posterior pasteurización. Para este estudio se evaluará el consumo energético del equipo utilizándolo como un intercambiador de calor de recirculación y como un intercambiador de calor de recirculación más acumulador; es necesario evaluar la transferencia de calor en base al caudal y temperaturas inicial y final del producto a ser enfriado.

La Tabla 4.4 presenta datos iniciales para el estudio de transferencia de calor. Los datos de partida corresponden a la planta de ordeño Tunshi - San Nicolás de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (López Rodríguez, 2017) ubicada en la parroquia Licto, cantón Riobamba, provincia de Chimborazo-Ecuador.

Tabla 4.4. Datos de la planta de ordeño Tunshi.

DATOS	VALORES
Planta de ordeño	Estación Tunshi
Temperatura ambiental	12 °C- 18°C
Altitud	2709 m.s.n.m
Producción máxima diaria de leche	700 L/día

(Fuente: basada en Cáceres Ortiz (2013) y López Rodríguez (2017))

Funcionamiento del equipo como un intercambiador de calor de recirculación más acumulador

Se considera la acumulación térmica alcanzada por el equipo en seis horas de funcionamiento (Tabla 4.5).

Tabla 4.5. Características principales del funcionamiento del generador de hielo tubular en 6 horas.

DATOS	VALORES
Tiempo de trabajo	6 h
Masa de hielo	31,81 kg
Masa de agua	42,02 kg
Calor latente del hielo	334,72 kJ/kg
Calor sensible del agua	12,65 kJ/kg
Acumulación térmica	11357,88 kJ
Energía consumida	896,69 Wh

(Fuente: propia)

Se establece enfriar los 700 litros de leche cruda en una hora utilizando la acumulación térmica del equipo. Las temperaturas inicial y final estimadas de la leche son 12°C y 5°C respectivamente, mientras que la carga térmica a ser retirada es de 5,48 kW. De acuerdo a los cálculos realizados el hielo se consumió en 32 minutos, luego de los cuales se enciende el equipo para cumplir con el enfriamiento de la leche en los 28 minutos restantes (tiempo complementario). La carga térmica retirada del agua es de 624,71 W (Tabla 4.6).

Tabla 4.6. Resultados de los cálculos para preenfriamiento de Leche.

DATOS	VALORES
Temperatura inicial Leche	12 °C
Temperatura de preenfriamiento	5 °C
Tiempo de preenfriamiento	1 h
Volumen de leche	0,7 m ³
Calor específico (Cp) leche	3,9 kJ/kg °C
Densidad media leche	1032 kg/m ³
Flujo másico de leche	0,20 kg/s
Carga térmica de leche	5,48 kW
Temp agua refrigeración	1 °C
Salida agua refrigeración	4 °C
Flujo másico de agua de refrigeración	0,43 kg/s
Tiempo de consumo de hielo	0,54 h
Tiempo complementario (funcionamiento del equipo)	0,46 h
Flujo de calor (tiempo complementario)	624,71 W
Energía consumida (tiempo complementario)	68,86 Wh

(Fuente: propia)

En conclusión, el consumo total de energía para preenfriamiento de 700 litros de leche en una hora es igual a la energía consumida en la acumulación térmica más la energía consumida para enfriamiento de agua de recirculación en el tiempo complementario obteniéndose un valor total de 965,55Wh. La forma de cálculo del funcionamiento del equipo como un intercambiador de calor de recirculación más acumulador se presenta en la Tabla 26, Tabla 27 y Tabla 28 del Anexo 4.

Funcionamiento del equipo como un intercambiador de calor de recirculación

La finalidad en este caso es: enfriar el agua de recirculación del equipo para preenfriar la leche cruda, para este fin se considera solamente convección forzada del agua. En la primera fase el equipo es encendido para bajar la temperatura del agua desde una temperatura inicial aproximada de 17°C a una temperatura final de 1°C. En la segunda fase inicia el proceso de recirculación de agua para extraer el calor de la leche por una hora.

Observando la Tabla 24 y Tabla 25 de los Anexos, donde se detalla el estudio experimental del funcionamiento del equipo durante seis horas, indica que: a las tres horas de funcionamiento del equipo el agua del tanque tiene una temperatura de 1°C, la carga térmica retirada es de 876,73 W y la energía consumida por el compresor es de 584,36 Wh.

Al tener una temperatura de agua de 1°C, inicia el proceso de recirculación para enfriar la leche. Existe un flujo de calor de 624,71 W entre el refrigerante y el agua en una hora habiéndose consumido 149,7 Wh. La energía consumida total es de 734,06 Wh.

Evaluación del funcionamiento del equipo en base a la tarifa eléctrica

Para la evaluación se tomó en cuenta el valor de la tarifa para consumidores industriales de baja tensión con demanda horaria (Tabla 29 – Anexo 4). La Tabla 4.7 presenta valores de consumo energético diario, mensual y costos para cada caso estudiado.

El preenfriamiento de 700 litros de leche diarios en el tiempo estimado para el funcionamiento del equipo con termoacumulación tiene un costo de 1,96 dólares al mes, mientras que al utilizar el equipo sin termoacumulación el consumo energético tiene un costo de 1,98 dólares al mes.

Debido a la pequeña capacidad de acumulación térmica del generador de hielo tubular (equipo de laboratorio) el ahorro no está bien diferenciado, pero si el equipo se encontrase

en funcionamiento ocho horas diarias para una gran demanda, entonces el funcionamiento del equipo con termoacumulación tendría un costo de 12,31 dólares tomando en cuenta un banco de hielo de capacidad tal que la energía acumulada en forma de hielo satisfaga al menos tres horas de funcionamiento continuo; en tanto que, el funcionamiento del equipo sin termoacumulación tendría un costo de 15,86 dólares al mes.

Tabla 4.7. Costos por consumo de energía eléctrica del generador de hielo tubular.

FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO	RANGO DE CONSUMO: 07h00 hasta 22h00 - Tarifa de consumo eléctrico 0,09 \$/kWh			RANGO DE CONSUMO: 22h00 hasta 07h00 - Tarifa de consumo eléctrico 0,066 \$/kWh			COSTO TOTAL \$
	Consumo kWh/día	Consumo mensual kWh/mes	Costo \$	Consumo kWh/día	Consumo mensual kWh/mes	Costo \$	
Tiempo de funcionamiento: 1 hora diaria							
Equipo con termoacumulación	0,07	2,07	0,19	0,90	26,90	1,78	1,96
Equipo sin termoacumulación	0,73	22,02	1,98				1,98
Tiempo de funcionamiento: 8 horas diarias							
Equipo con termoacumulación	0,74	22,31	2,01	5,20	156,02	10,30	12,31
Equipo sin termoacumulación	5,87	176,18	15,86				15,86

(Fuente: propia)

Datos históricos del funcionamiento de un banco de hielo se observan en la tesis “Uso eficiente de la energía en las instalaciones de PROLAC” realizada por Plaza Villegas (2012). La Productora de Lácteos Chimborazo (PROLAC) registró en el año 2012 una capacidad de procesamiento de 3 650 000 litros de leche/año, trabajando los siete días de la semana en un horario de producción de 11 horas diarias.

Tabla 4.8. Datos de funcionamiento del banco de hielo instalado en PROLAC.

TIEMPO	h	TEMPERATURA AMBIENTE	TEMPERATURA AGUA	TEMPERATURA ALTA	PRESIÓN ALTA	PRESIÓN BAJA
		°C	°C	°C	psig	psig
6h00	0	12	11,5	58	140	38
7h00	1	13	7	82	170	41
8h00	2	14	4	93	165	40
9h00	3	14	2,5	95	160	36
10h00	4	15	2	100	170	34
11h00	5	17,5	3,5	95	180	44
12h00	6	20	5,5	98	195	48
13h00	7	21	6,5	96	180	52
14h00	8	18	7	100	180	40
15h00	9	18	6	100	180	36
16h00	10	18	3	94	170	46

(Fuente: basado en (Plaza Villegas, 2012))

En la Tabla 4.8 se presenta los datos de temperaturas y presiones de trabajo del banco de hielo instalado en PROLAC. En cuanto al horario de funcionamiento Plaza Villegas (2012) indica que el equipo se encendía a las 6h00 para enfriar el agua hasta las 10h00 llegando a un valor aproximado de 2°C, a partir de ese momento iniciaba el proceso de pasteurización el cual concluía a las 14h00; por último, el equipo se apagaba a las 16h00 a una temperatura de agua de 3°C, esta acumulación térmica se utilizaba para preenfriar la leche que llegaba por la noche.

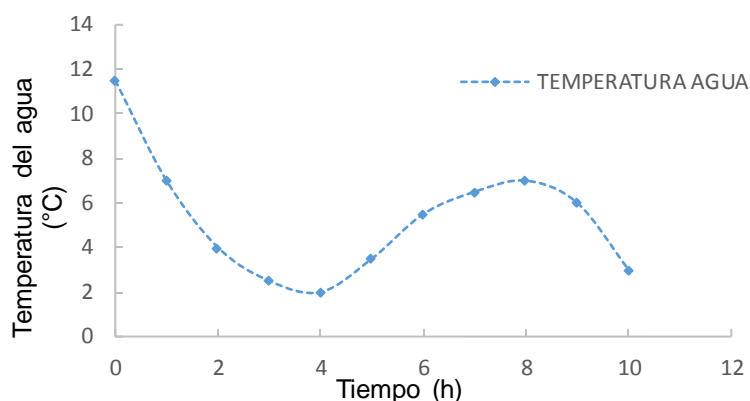


Figura 4.28. Temperatura del agua vs. Tiempo (banco de hielo de PROLAC).
(Fuente: basado en (Plaza Villegas, 2012))

La Figura 4.28 presenta la variación de temperatura durante el funcionamiento del equipo, se observa un aumento de temperatura desde las 10h00 hasta las 14h00. Esto se debe a que el agua de recirculación llegaba al tanque con una temperatura de 10°C.

El consumo de energía eléctrica que tiene el sistema de refrigeración es de 395,59 kWh al día (Tabla 4.9), en un rango de consumo de 06h00 hasta las 16h00. El valor se obtuvo en base a datos de potencia de los equipos que conforman el sistema de refrigeración presentados en la tesis “Uso eficiente de la energía en las instalaciones de PROLAC”.

Tabla 4.9. Datos de funcionamiento del banco de hielo instalado en PROLAC.

EQUIPO	POTENCIA (kW)	TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO (h)	CONSUMO ELÉCTRICO (kWh)
Compresor	34	10	340
Ventilador del condensador	4,59	10	45,9
Bomba de agua de alimentación	0,3	10	3
Bomba de aceite	0,46	10	4,6
Agitador	2,09	1	2,09
CONSUMO ELÉCTRICO TOTAL			395,59

(Fuente: basado en (Plaza Villegas, 2012))

Para optimizar la eficiencia y disminuir el costo del consumo eléctrico se recomienda tener el equipo en funcionamiento en el horario de 22h00 a 7h00. Entonces se considera encender el equipo durante cuatro horas para acumular energía hasta que la temperatura en el tanque sea aproximadamente 2°C, luego el equipo se encenderá a las 10h00 para el proceso de pasteurización y se apagará a las 16h00.

En la Tabla 4.10 se presentan los costos por consumo eléctrico en el horario de funcionamiento del equipo y en el horario propuesto. Se toma en cuenta un nivel de tensión media con demanda por lo que la tarifa de consumo eléctrico se diferencia en un horario de 07h00 hasta 22h00 y 22h00 hasta 07h00 con costos de 0,095 \$/kWh y 0,077 \$/kWh respectivamente.

Tabla 4.10. Costos por consumo de energía eléctrica del sistema de refrigeración de PROLAC.

HORARIO DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO	RANGO DE CONSUMO: 07h00 hasta 22h00			RANGO DE CONSUMO: 22h00 hasta 07h00			COSTO TOTAL	
	Tarifa de consumo eléctrico 0,095 \$/kWh			Tarifa de consumo eléctrico 0,077 \$/kWh				
	Consumo		Costo	Consumo		Costo	\$/mes	\$/año
	kWh/día	kWh/mes	\$/mes	kWh/día	kWh/mes	\$/mes		
4 horas (2h00 a 6h00), 6 horas (10h00 a 16h00)	239,39	7282,24	691,81	156,20	4751,60	365,87	1057,69	12692,24
1 hora (6h00 a 7h00), 9 horas (7h00 a 16h00)	356,54	10845,95	1030,36	39,05	1187,90	91,47	1121,83	13462,00
Ahorro calculado (\$)							64,15	769,76

(Fuente: propia)

El funcionamiento del sistema de refrigeración de PROLAC genera un costo anual de 13462,00 dólares, si se cambia el horario de funcionamiento de los equipos de forma que la acumulación térmica se realice en el horario de 22h00 hasta 07h00, el costo anual generado será de 12692,24 dólares.

En conclusión, si las cuatro horas de funcionamiento del equipo se encontraran dentro del rango de consumo de las 22h00 hasta las 07h00, existiría una reducción en el costo por electricidad de 769,76 dólares al año.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones.

En la presente tesis se desarrolló el estudio paramétrico para optimización del Generador de Hielo Tubular del Laboratorio de Energía perteneciente a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH).

Se desarrolló un modelo matemático en base al estudio del ciclo térmico y transferencia de calor existente en el flujo de calor ambiental hacia el interior del tanque y el enfriamiento del agua sin formación y con formación de hielo sobre el evaporador en un tiempo determinado.

En base al modelo matemático se desarrolló un código de programación para simulación en GUIDE de MATLAB, del funcionamiento del equipo. Con el programa creado se puede variar datos del equipo, ambiente y fluido de trabajo para observar los parámetros de eficiencia y cómo cambian estos con el tiempo.

Los principales parámetros que intervienen en el proceso de formación de hielo y almacenamiento de energía térmica son: las condiciones ambientales del lugar en donde se instala el equipo y la temperatura del agua utilizada. El equipo instalado en Riobamba disminuyó su capacidad frigorífica a la presentada por el catálogo debido a la presión barométrica del lugar y la temperatura ambiental en días soleados.

El estudio experimental validó la modelación matemática realizada y permitió el estudio de los parámetros influyentes en el desempeño y eficiencia del equipo.

La inestabilidad observada en el proceso de formación de hielo en el transcurso de la primera hora de experiencia, interviene directamente en la temperatura final del agua. Como se inicia la formación de hielo 15 min antes de lo observado por simulación, se ha retirado más calor de lo calculado; obteniendo una temperatura final de agua menor a la observada por simulación. La temperatura final de agua varía en el rango de $1,1^{\circ}\text{C}$ a $-0,4^{\circ}\text{C}$ en tres horas.

La mayor eficiencia encontrada y el menor consumo energético se observó en experiencias realizadas por la noche, cuando las temperaturas ambientales descienden, disminuyendo la carga térmica y mejorando la eficiencia del condensador, el cual influye directamente sobre la eficiencia del equipo.

Para el funcionamiento por la noche con la temperatura de agua igual a 16°C, la ecuación que describe el enfriamiento de agua en un tiempo t es:

$$T \text{ final agua} = -0,8232t^5 + 5,6629t^4 - 13,202t^3 + 13,517t^2 - 13,789t + 16,211$$

Y la ecuación que describe el incremento en el espesor de la capa de hielo en un tiempo t es:

$$\text{Espesor} = -0,8988t^3 + 4,9601t^2 + 1,8674t - 0,5583$$

Estas ecuaciones responden a las curvas obtenidas por simulación, las cuales fueron validadas con datos experimentales.

Al comparar los resultados adquiridos por el programa con los datos obtenidos experimentalmente, se obtuvieron porcentajes de error en el rango de 0,39% al 32,77%. Para el estudio paramétrico realizado, el margen de error encontrado es aceptable.

El funcionamiento de un generador de hielo o sistema de acumulación térmica en horarios de 22h00 a 7h00 mejora la eficiencia frigorífica y generara un ahorro económico representativo para la industria al consumir energía eléctrica a tarifas más bajas.

5.2. Recomendaciones

Observar el modelo matemático realizado en este proyecto para comprender la forma de cálculo del simulador de generación de hielo tubular.

Estudiar con mayor detalle la convección por ebullición forzada del refrigerante, ya que al precisar el valor del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante se obtiene mayor precisión en el cálculo de la carga térmica removida del agua.

Los datos a ingresarse en el simulador del equipo deben ser fiables y coherentes para obtener buenos resultados. Estos datos se pueden conseguir con la ayuda de un instrumento de medición o de catálogos de fabricantes.

Para obtener datos experimentales confiables, se recomienda esperar cinco minutos (tiempo de estabilización) luego de encendido el generador de hielo tubular para iniciar con la adquisición de datos.

Se requiere seguir el plan de mantenimiento preventivo y correctivo del equipo para asegurar su buen funcionamiento y vida útil.

5.3. Trabajos futuros

Se sugiere seguir con las investigaciones de optimización enfocándose en la irregularidad de formación de hielo sobre el evaporador y las inestabilidades observadas en el funcionamiento del equipo.

Referencias Bibliográficas

- Agencia de Regulación y Control de Electricidad ARCONEL. (2014). Pliego Tarifario para Empresas Eléctricas. Ecuador. Recuperado de <https://es.scribd.com/document/370873604/Pliego-Tarifarios-SPEE-2017>
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE. (2001). *ASHRAE Handbook 2001 Fundamentals. Ashrae Standard* (Vol. 53). Recuperado de <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Bernal Neira, W. N. (2017). *Evaluación y mejora de la eficiencia energética en la producción de queso fresco en la planta de cungapite (Cañar) (Trabajo fin de maestría)*. Universidad estatal de Cuenca. Recuperado de <http://dspace.ucuenca.edu.ec/bitstream/123456789/27823/1>
- Cáceres Ortiz, D. A. (2013). *Diseño de tratamiento de agua para uso en la planta de lácteos Tunshi – ESPOCH (Trabajo de fin de carrera)*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Recuperado de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/2526>
- Carmona, G., Goldstein, P., Ley -Koo, E., De la Selva, S. M. T., Piña, E., Campos, I., ... García Colíns, L. (2003). *Michael Faraday: un genio de la física experimental*. (S. L. F. de C. E. de España, Ed.). Recuperado de <tp://ece.buap.mx/pub/EJR/Libros/Libro%2044.doc>.
- Cengel, Y. a. (2007). *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico* (3 ed.). Recuperado de https://www.u-cursos.cl/usuario/cfd91cf1d8924f74aa09d82a334726d1/mi_blog/r/Transferencia_de_Calor_y_Masa_-_Yunus_Cengel_-_Tercera_Edicion.pdf
- Cengel, Y. a., & Boles, M. E. (2011). *Termodinámica* (7 ed.). Recuperado de <http://www.mediafire.com/download/7a3idxrs2gxbpu/Termodinamica+-+Cengel +7th.pdf>
- Consejo Nacional de Electricidad CONELEC. (2013). Aspectos de sustentabilidad y sostenibilidad social y ambiental. En *Plan maestro de electrificación 2013 - 2022* (p. 344). Recuperado de http://biblioteca.olade.org/cgi-bin/koha/opacdetail.pl?biblionumber=10212&shelfbrowse_itemnumber=10926
- Davis, L. W., & Gertler, P. J. (2015). Contribution of air conditioning adoption to future energy use under global warming. Recuperado de <https://doi.org/10.1073/pnas.1423558112>
- 5,4 millones de litros de leche se producen al día. (2 de abril de 2016). *El Telégrafo*.

Recuperado de <http://www.eltelegrafo.com.ec/noticias/economia/8/5-4-millones-de-litros-de-leche-se-producen-al-dia>

Directiva 2003/87/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 13 de octubre de 2003. (25 de octubre de 2003). Diario Oficial de la Unión Europea, pp. 37–39. Recuperado de <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2003:275:0032:0046:es:PDF>

Dincer, I. (2002). On thermal energy storage systems and applications in buildings. *Energy and Buildings*, 34(4), 377–388. Recuperado de [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(01\)00126-8](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(01)00126-8)

GASSERVEI S.A. (n.d.). *R-404a Ficha Técnica*. Recuperada de <https://www.gasservei.com/images/Ficha-tecnica-R404A.pdf>

Habeebullah, B. A. (2007). An experimental study on ice formation around horizontal long tubes. *International Journal of Refrigeration*, 30(5), 789–797. Recuperado de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.12.007>

Holman, J. P. (1997). *Transferencia de calor*. (S. A. de C. V. Compañía Editorial Continental, Ed.) (1 ed.). México. Recuperado de <https://fenomenosdetransporte.files.wordpress.com/2008/10/transferencia-de-calor-holman.pdf>

Jacome, A., & Guapulema, R. (2013). *Diseño y construcción de un generador de hielo tubular para laboratorio (Trabajo de fin de carrera)*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Recuperado de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/2701>

López Rodríguez, C. S. (2017). *Diseño y simulación de una planta termosolar pasteurizadora para la planta de ordeño de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (Trabajo de fin de carrera)*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Recuperado de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/6434/1/42T00373.pdf>

Neto, J. H. M., & Krarti, M. (1997). Parametric analysis of an internal-melt ice-on-coil tank. *ASHRAE Transactions*, 103(pt 2), 322–333.

Nguyen, M. P., & Lee, G. S. (2011). Ice formation on the outer surface of a vertical tube with inside refrigerant boiling. *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, B*, 35(2), 129–135. Recuperado de <https://doi.org/10.3795/KSME-B.2011.35.2.129>

Plaza Villegas, C. E. (2012). *Uso eficiente de la energía en las instalaciones de PROLAC (Trabajo de fin de carrera)*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Recuperado

de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/2344>

- Saito, A. (2002). Recent advances in research on cold thermal energy storage. *International Journal of Refrigeration*, 25(2), 177–189. Recuperado de [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00078-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00078-0)
- Sanaye, S., & Shirazi, A. (2013). Thermo-economic optimization of an ice thermal energy storage system for air-conditioning applications. *Energy and Buildings*, 60, 100–109. Recuperado de <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.12.040>
- Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo – Senplades. (2013). Plan Nacional para el Buen Vivir 2013-2017. Quito. Recuperado de <http://www.buenvivir.gob.ec/versiones-plan-nacional>
- Táboas Touceda, F. (2006). Anexo I: Transferencia de calor en ebullición. *En estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*. (p. 31).
- Tecumseh Europe. (n.d.). CAJ2428ZBR (Vol. 7). Recuperado de <http://www.hjj.dk/files/files/productdocuments/HJJ/Teknisk%20dokumentation/999/CAJ2428ZBR.pdf>
- Tecumseh Products. (2014). *Unidade Condensadora Externa S - Unit*. Recuperado de <https://doi.org/CTL-004-06/14>
- Venturini, O. J., Valente, M. S., & Silva, E. (1999). Modelo computacional para la simulación de sistemas de aire acondicionado con termoacumulación. *Información Tecnológica*, 10(2), 273–280.
- Venturini, O., Valente de Almeida, M., & Silva, E. (1999). Optimización de un sistema de termoacumulación en un tanque de hielo con expansión directa. Brasil. Recuperado de <http://abcm.org.br/anais/encit/2000/arquivos/s15/s15p10.pdf>
- Wang, S. K. (2000). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. Recuperado de <http://www.gmpua.com/CleanRoom/HVAC/Cooling/Handbook%20of%20Air%20Conditioning%20and%20Refrigeration.pdf>

Anexos

ANEXO 1. PROPIEDADES DE FLUIDOS DE TRABAJO

Tabla 1. Propiedades del aire a presión atmosférica.

T, K	$\rho,$ kg/m^3	$C_p,$ $kJ/kg\ ^\circ C$	$\mu,$ kg/ms $\times 10^6$	$\nu,$ m^2/s $\times 10^6$	$k,$ $W/m\ ^\circ C$	$\alpha,$ m^2/s $\times 10^9$	Pr
100	3,601	1,0266	0,6924	1,92	0,009246	0,02501	0,77
150	2,3675	1,0099	1,0283	4,34	0,013735	0,05745	0,753
200	1,7684	1,0061	1,3289	7,49	0,01809	0,10165	0,739
250	1,4128	1,0053	1,488	9,49	0,02227	0,13161	0,722
300	1,1774	1,0057	1,983	16,84	0,62624	0,2216	0,708
350	0,998	1,009	2,075	20,76	0,03003	0,2983	0,697
400	0,8826	1,014	2,286	25,9	0,03365	0,376	0,689
450	0,7833	1,0207	2,484	31,71	0,03707	0,4222	0,683
500	0,7048	1,0295	2,671	37,9	0,04038	0,5564	0,68
550	0,6423	1,0392	2,848	40,34	0,0436	0,6532	0,68
600	0,5879	1,0551	3,018	51,34	0,04659	0,7512	0,68
650	0,543	1,0635	3,177	58,51	0,04953	0,8578	0,682
700	0,503	1,0752	3,332	66,25	0,0523	0,9672	0,684
750	0,4709	1,0856	3,481	73,91	0,05509	1,0774	0,686
800	0,4405	1,0978	3,625	82,29	0,05779	1,1951	0,689

(Fuente: Holman, J. P. (1997). Transferencia de calor. (S. A. de C. V. Compañía Editorial Continental, Ed. México. Pág.309)

Tabla 2. Propiedades del agua saturada.

Temp., T °C	Presión de saturación, P_{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h_{fg} , kJ/kg	Calor específico, c_p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-3}
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-3}
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142×10^{-3}	1.537×10^{-5}	0.947	1.09	1.280×10^{-3}
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134×10^{-3}	1.571×10^{-5}	0.910	1.11	1.350×10^{-3}
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122×10^{-3}	1.641×10^{-5}	0.865	1.15	1.520×10^{-3}
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111×10^{-3}	1.712×10^{-5}	0.836	1.24	1.720×10^{-3}
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102×10^{-3}	1.788×10^{-5}	0.832	1.35	2.000×10^{-3}
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094×10^{-3}	1.870×10^{-5}	0.854	1.49	2.380×10^{-3}
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086×10^{-3}	1.965×10^{-5}	0.902	1.69	2.950×10^{-3}
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078×10^{-3}	2.084×10^{-5}	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070×10^{-3}	2.255×10^{-5}	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060×10^{-3}	2.571×10^{-5}	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.043×10^{-3}	4.313×10^{-5}	—	—	—

(Fuente: Cengel, Y. a. (2007). Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico (3rd ed.). Pág.854)

Tabla 3. Ficha técnica R404 a.

Nombre químico	% en peso	Nº . CE
1,1,1,2- Tetrafluoroetano (R-134a)	4	212-377-0
Pentafluoroetano (R-125)	44	206-557-8
1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	52	206-996-5

PROPIEDADES FÍSICAS		R-404 A
Peso molecular	(g/mol)	97.61
Temperatura ebullición a (1,013 bar)	(°C)	-46.45
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1,013 bar)	(K)	0.7
Temperatura crítica	(°C)	72.07
Presión crítica	(bar abs)	37.31
Densidad crítica	(Kg/m ³)	484
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m ³)	1048
Densidad del líquido (-25°C)	(Kg/m ³)	1236
Densidad del vapor saturado (a 1,013 bar)	(Kg/m ³)	5.41
Presión del vapor (25°C)	(bar abs)	12.42
Presión del vapor (-25°C)	(bar abs)	2.49
Calor latente de vaporización (a 1,013 bar)	(KJ/Kg)	200
Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	1.64
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	0.88
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	(W/mk)	0.064
Conductibilidad térmica del vapor (1,013 bar)	(W/mk)	0.0143
Solubilidad con el agua (25°C)	(ppm)	Despreciable
Límite de inflamabilidad (25°C)	(% vol)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	(ppm)	1000
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	3922

(Fuente: Ficha técnica R404 A GAS - SERVEY S.A.)

Tabla 4. Propiedades del refrigerante R404 a.

Refrigerant 404A [R-125/143a/134a (44/52/4)] Properties of Liquid on the Bubble Line and Vapor on the Dew Line																				
Pressure Mpa	Temperature °C		Density	Volume	Enthalpy		Entropy		Specific Heat		Cp/Cv	Velocity of		Viscosity		Thermal Cond		Surface	Presur e	
	Bubble	Dew	kg/m3	m3/kg	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	mW/(m·K)		Tension
			Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid		Vapor
0,005	-93,7	-92,5	1447,1	3,05794	81,16	311,61	0,4716	1,7532	1,220	0,64	1,163	998	132,9	764,9	7,32	122,5	6,15	17,78	0,005	
0,006	-91,5	-90,32	1440,6	2,5769	83,85	312,92	0,4865	1,745	1,218	0,646	1,162	980	133,6	727,8	7,41	121,2	6,28	17,58	0,006	
0,007	-89,6	-88,42	1434,9	2,22992	86,19	314,06	0,4993	1,7382	1,216	0,651	1,161	966	134,1	697,9	7,48	120,1	6,4	17,4	0,007	
0,008	-87,9	-86,74	1429,9	1,96748	88,26	315,07	0,5106	1,7324	1,215	0,655	1,161	953	134,6	673	7,55	119,2	6,5	17,24	0,008	
0,009	-86,3	-85,22	1425,4	1,76182	90,13	315,99	0,5206	1,7273	1,214	0,66	1,16	942	135	651,7	7,61	118,3	6,6	17,09	0,009	
0,01	-84,9	-83,84	1421,3	1,5962	9183	316,83	0,5296	1,7229	1,214	0,663	1,16	933	135,4	633,3	7,66	117,5	6,68	16,96	0,01	
0,02	-75,1	-74,08	1392,4	0,83425	103,81	322,78	0,5917	1,6953	1,215	0,691	1,159	870	137,9	523,7	8,04	112,2	7,31	16	0,02	
0,04	-63,9	-62,97	1359,4	0,43619	117,48	329,58	0,6587	1,6706	1,225	0,725	1,159	807	140,4	431,3	8,47	106,4	8,05	14,85	0,04	
0,06	-56,6	-55,75	1337,7	0,29837	126,44	334	0,7007	1,6578	1,234	0,749	1,161	770	141,7	383,8	8,74	102,8	8,55	14,08	0,06	
0,08	-51	-50,25	1321	0,22779	133,31	337,36	0,732	1,6494	1,243	0,767	1,163	742	142,6	352,7	8,95	100,1	8,93	13,48	0,08	
0,1	-46,5	-45,74	1307,1	0,18467	138,97	340,08	0,7571	1,6434	1,251	0,784	1,166	719	143,2	329,8	9,12	98	9,25	12,98	0,1	
0,1013	-46,2	-45,47	1306,3	0,1824	139,31	340,25	0,7586	1,643	1,252	0,785	1,166	718	143,2	328,5	9,13	97,8	9,27	12,95	0,1013	
0,12	-42,6	-41,9	1295,1	0,15551	142,4	342,4	0,7783	1,6387	1,259	0,798	1,169	700	143,6	311,9	9,26	96,2	9,53	12,55	0,12	
0,14	-39,2	-38,53	1284,5	0,13443	148,12	344,41	0,7967	1,6349	1,266	0,811	1,171	684	143,9	297,3	9,39	94,6	9,78	12,17	0,14	
0,16	-36,2	-35,51	1275	0,11846	151,97	346,2	0,813	1,6318	1,273	0,823	1,174	669	144,1	285	9,5	93,2	10,01	11,82	0,16	
0,18	-33,5	-32,78	1266,2	0,10592	155,49	347,81	0,8277	1,6292	1,279	0,834	1,177	656	144,2	274,4	9,6	91,9	10,21	11,51	0,18	
0,2	-30,9	-30,27	1258	0,09581	158,73	349,28	0,8411	1,627	1,285	0,844	1,179	644	144,3	265,1	9,69	90,8	10,4	11,21	0,2	
0,22	-28,6	-27,94	1250,4	0,08748	161,75	350,63	0,8534	1,625	1,291	0,855	1,182	633	144,3	256,9	9,78	89,7	10,58	10,94	0,22	
0,24	-26,4	-25,78	1243,3	0,08049	164,57	351,88	0,8649	1,6233	1,297	0,864	1,185	623	144,4	249,5	9,86	88,7	10,75	10,69	0,24	
0,26	-24,4	-23,75	1236,5	0,07454	167,23	353,04	0,8755	1,6217	1,303	0,873	1,188	613	144,3	242,8	9,94	87,8	10,91	10,45	0,26	
0,28	-22,5	-21,83	1230,1	0,06941	169,75	354,13	0,8855	1,6203	1,308	0,882	1,19	604	144,3	236,7	10,01	87	11,06	10,22	0,28	
0,3	-20,6	-20,02	1223,9	0,06494	172,14	355,15	0,895	1,619	1,313	0,891	1,193	595	144,2	231,1	10,08	86,2	11,21	10,01	0,3	
0,32	-18,9	-18,29	1218	0,06101	174,43	356,12	0,9039	1,6179	1,319	0,899	1,196	587	144,1	225,9	10,15	85,4	11,34	9,81	0,32	
0,34	-17,2	-16,65	1212,4	0,05752	176,61	357,03	0,9125	1,6168	1,324	0,907	1,199	579	144	221,1	10,21	84,7	11,48	9,61	0,34	
0,36	-15,7	-15,08	1206,9	0,05441	178,71	357,9	0,9206	1,6158	1,329	0,915	1,202	572	143,9	216,6	10,27	84	11,61	9,42	0,36	
0,38	-14,2	-13,57	1201,6	0,05162	180,73	358,72	0,9283	1,6149	1,334	0,923	1,205	565	143,8	212,4	10,33	83,3	11,73	9,24	0,38	
0,4	-12,7	-12,12	1196,5	0,04909	182,68	359,51	0,9358	1,6141	1,339	0,931	1,208	558	143,7	208,4	10,39	82,7	11,85	9,07	0,4	
0,42	-11,3	-10,73	1191,6	0,0468	184,56	360,26	0,9429	1,6133	1,344	0,938	1,211	551	143,5	204,7	10,44	82,1	11,97	8,9	0,42	
0,44	-9,94	-9,39	1186,7	0,04471	186,38	360,98	0,9498	1,6125	1,349	0,946	1,214	545	143,4	201,2	10,49	81,5	12,08	8,74	0,44	
0,46	-8,64	-8,09	1182	0,04279	188,15	361,67	0,9564	1,6118	1,353	0,953	1,217	538	143,2	197,8	10,55	81	12,19	8,58	0,46	
0,48	-7,37	-6,83	1177,5	0,04103	189,86	362,33	0,9628	1,6112	1,358	0,96	1,22	532	143	194,6	10,6	80,4	12,3	8,43	0,48	
0,5	-6,15	-5,61	1173	0,0394	191,53	362,96	0,969	1,6105	1,363	0,967	1,223	527	142,8	191,6	10,65	79,9	12,41	8,28	0,5	
0,55	-3,24	-2,72	1162,3	0,03584	195,51	364,45	0,9837	1,6091	1,374	0,984	1,231	513	142,4	184,6	10,77	78,7	12,66	7,93	0,55	
0,6	-0,53	-0,02	1152	0,03284	199,26	365,81	0,9973	1,6078	1,386	1,001	1,239	500	141,9	178,2	10,88	77,5	12,91	7,61	0,6	
0,65	2,02	2,52	1142,3	0,03029	202,81	367,06	1,0101	1,6066	1,397	1,018	1,247	488	141,3	172,5	10,99	76,5	13,16	7,3	0,65	
0,7	4,42	4,91	1132,9	0,02809	206,18	368,21	1,0222	1,6055	1,409	1,034	1,256	476	140,8	167,2	11,1	75,5	13,41	7,01	0,7	
0,75	6,7	7,18	1123,8	0,02618	209,41	369,28	1,0336	1,6044	1,42	1,051	1,264	465	140,2	162,4	11,2	74,5	13,65	6,74	0,75	
0,8	8,87	9,34	1115,1	0,02449	212,49	370,27	1,0444	1,6035	1,432	1,067	1,274	455	139,6	157,9	11,3	73,6	13,89	6,48	0,8	
0,85	10,94	11,4	1106,5	0,023	215,46	371,19	1,0547	1,6025	1,443	1,084	1,283	445	139	153,6	11,4	72,8	14,12	6,23	0,85	
0,9	12,92	13,37	1098,2	0,02166	218,32	372,05	1,0646	1,6016	1,455	1,1	1,293	435	138,3	149,7	11,5	72	14,35	5,99	0,9	
0,95	14,81	15,26	1090,2	0,02046	221,09	372,85	1,0741	1,6007	1,466	1,117	1,303	426	137,7	146	11,59	71,2	14,59	5,76	0,95	
1	16,64	17,08	1082,2	0,01937	223,77	372,59	1,0832	1,5999	1,478	1,134	1,313	417	137,1	142,5	11,69	70,4	14,82	5,54	1	
1,1	20,09	20,52	1066,9	0,01749	228,89	374,94	1,1005	1,5982	1,503	1,169	1,336	400	135,7	136,1	11,88	69	15,29	5,13	1,1	
1,2	23,32	23,73	1052	0,0159	233,75	376,12	1,1166	1,5965	1,528	1,206	1,36	384	134,4	130,2	12,07	67,7	15,76	4,75	1,2	
1,3	26,35	26,75	1037,5	0,01455	238,37	377,14	1,1318	1,5949	1,554	1,244	1,386	368	133	124,9	12,26	66,5	16,23	4,39	1,3	
1,4	29,22	29,6	1023,4	0,01338	242,81	378,02	1,1462	1,5932	1,582	1,285	1,414	354	131,6	119,9	12,45	65,3	16,71	4,06	1,4	
1,5	31,93	32,3	1009,5	0,01236	247,07	378,78	1,1599	1,5914	1,611	1,329	1,445	340	130,1	115,3	12,65	64,2	17,21	3,75	1,5	
1,6	34,51	34,87	995,7	0,01146	251,19	379,42	1,173	1,5896	1,643	1,376	1,478	327	128,7	111	12,84	63,1	17,72	3,45	1,6	
1,7	36,97	37,32	982,1	0,01066	255,17	379,95	1,1856	1,5878	1,676	1,426	1,515	314	127,2	107	13,05	62,1	18,24	3,17	1,7	
1,8	39,33	39,67	968,6	0,00994	259,05	380,38	1,1977	1,5858	1,712	1,481	1,556	301	125,7	103,2	13,25	61,2	18,8	2,91	1,8	
1,9	41,58	41,91	955,1	0,0093	262,83	380,7	1,2095	1,5838	1,751	1,541	1,601	289	124,1	99,5	13,47	60,2	19,37	2,66	1,9	
2	43,75	44,07	941,6	0,00871	266,52	380,92	1,2208	1,5817	1,794	1,607	1,652	277	122,6	96,1	13,7	59,3	19,98	2,43	2	
2,1	45,84	46,15	928,1	0,00817	270,14	381,05	1,2319	1,5794	1,841	1,681	1,709	266	121	92,7	13,93	58,5	20,62	2,21	2,1	
2,2	47,85	48,15	914,4	0,00768	273,7	381,08	1,2427	1,577	1,893	1,763	1,774	254	119,4	89,5	14,18	57,6	21,31	2	2,2	
2,3	49,8	50,08	900,6	0,00723	277,2	381,01	1,2532	1,5745	1,952	1,856	1,847	243	117,8	86,5	14,44	56,8	22,04	1,8	2,3	
2,4	51,68	51,95	886,5	0,0068	280,66	380,83	1,2635	1,5718	2,019	1,962	1,932	232	116,2	83,5	14,72	56	22,83	1,61	2,4	
2,5	53,5	53,76	872,2	0,00641	284,09	380,55	1,2737	1,5689	2,095	2,085	2,032	222	114,5	80,5	15,02	55,3	23,69	1,43	2,5	
2,6	55,26	55,51	857,5	0,00604	287,05	380,15	1,2837	1,5658	2,183	2,229	2,149	211	112,9	77,7	15,34	54,5	24,62	1,26	2,6	
2,7	56,97	57,21	842,4	0,00569	290,89	379,62	1,2937	1,56												

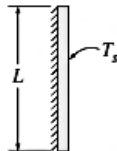
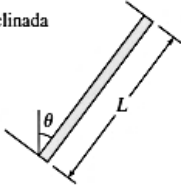
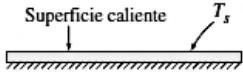
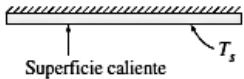
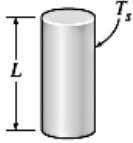

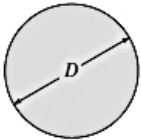
Tabla 5. Propiedades de las sustancias en los puntos de ebullición y de congelación.

Sustancia	Datos para la ebullición a 1 atm		Datos para la congelación		Propiedades del líquido		
	Punto normal de ebullición, °C	Calor latente de vaporización, h_{fg} , kJ/kg	Punto de congelación, °C	Calor latente de fusión, h_{if} , kJ/kg	Temp., °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , kJ/kg · K
Amoniaco	-33.3	1 357	-77.7	322.4	-33.3	682	4.43
					-20	665	4.51
					0	639	4.62
					25	603	4.78
Argón	-185.9	161.6	-189.3	28	-185.6	1 394	1.14
Benceno	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
Salmuera (20% de cloruro de sodio por masa)	103.9	—	-17.4	—	20	1 150	3.11
<i>n</i> -Butano	-0.5	385.2	-138.5	80.3	-0.5	601	2.31
Bióxido de carbono	-78.4*	230.5 (a 0°C)	-56.6	—	0	298	0.59
Etanol	78.2	838.3	-114.2	109	25	783	2.46
Etilico, alcohol	78.6	855	-156	108	20	789	2.84
Etilenglicol	198.1	800.1	-10.8	181.1	20	1 109	2.84
Glicerina	179.9	974	18.9	200.6	20	1 261	2.32
Helio	-268.9	22.8	—	—	-268.9	146.2	22.8
Hidrógeno	-252.8	445.7	-259.2	59.5	-252.8	70.7	10.0
Isobutano	-11.7	367.1	-160	105.7	-11.7	593.8	2.28
Queroseno	204-293	251	-24.9	—	20	820	2.00
Mercurio	356.7	294.7	-38.9	11.4	25	13 560	0.139
Metano	-161.5	510.4	-182.2	58.4	-161.5	423	3.49
					-100	301	5.78
Metanol	64.5	1 100	-97.7	99.2	25	787	2.55
Nitrógeno	-195.8	198.6	-210	25.3	-195.8	809	2.06
					-160	596	2.97
Octano	124.8	306.3	-57.5	180.7	20	703	2.10
Aceite (ligero)					25	910	1.80
Oxígeno	-183	212.7	-218.8	13.7	-183	1 141	1.71
Petróleo	—	230-384	—	—	20	640	2.0
Propano	-42.1	427.8	-187.7	80.0	-42.1	581	2.25
					0	529	2.51
					50	449	3.12
Refrigerante-134a	-26.1	216.8	-96.6	—	-50	1 443	1.23
					-26.1	1 374	1.27
					0	1 295	1.34
					25	1 207	1.43
Agua	100	2 257	0.0	333.7	0	1 000	4.22
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
					100	958	4.22

*Temperatura de sublimación. (A presiones por debajo de la del punto triple de 518 kPa, el bióxido de carbono existe como sólido o gas. Asimismo, la temperatura en el punto de congelación del bióxido de carbono es la temperatura en el punto triple de -56.5°C.)

(Fuente: Cengel, Y. a. (2007). Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico (3rd ed.). Pág.843)

Tabla 6. Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convección natural sobre superficies.

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
<p>Placa vertical</p> 	L	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
<p>Placa inclinada</p> 	L		Utilícen las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese g por $g \cos \theta$ para $Ra < 10^9$
<p>Plástico horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)</p>  <p>b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría)</p> 	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$ $10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$ (9-23) $Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$ (9-24)
<p>Cilindro vertical</p> 	L		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$
<p>Cilindro horizontal</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-25)
<p>Esfera</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr \geq 0.7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$ (9-26)

(Fuente: Cengel, Y. a. (2007). Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico (3rd ed.). Pág. 511.)

Tabla 7. Propiedades de metales sólidos.

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Aluminio:											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2	473	787	925	1 042		
Berilio	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
Bismuto	545	9 780	122	7.86	6.59	203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Boro	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	112	120	127			
Cadmio	594	8 650	231	96.8	48.4	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
Cromo	2 118	7 160	449	93.7	29.1	128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Cobalto	1 769	8 862	421	99.2	26.6	203	99.3	94.7			
Cobre:											
Puro	1 358	8 933	385	401	117	198	222	242			
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1 293	8 800	420	52	14	482	413	393	379	366	352
Bronce al fósforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1 104	8 780	355	54	17	252	356	397	417	433	451
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1 188	8 530	380	110	33.9	42	52	59			
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1 493	8 920	384	23	6.71	785	160	545			
Germanio	1 211	5 360	322	59.9	34.7	41	65	74			
Oro	1 336	19 300	129	317	127	75	95	137	149		
Iridio	2 720	22 500	130	147	50.3	360	395	425			
Hierro:											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	17	19				
Armco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	237	362				
Aceros al carbono:											
Simple al carbono (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
AISI 1010		7 832	434	63.9	18.8	190	290	337	348	357	375
Al carbono-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
						172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
						134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
						95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
								56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169
								58.7	48.8	39.2	31.3
								487	559	685	1 168
								49.8	44.0	37.4	29.3
								501	582	699	971

(Fuente: Cengel, Y. a. (2007). Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico (3rd ed.). Pág. 844-846.)

Tabla 7. Propiedades de metales sólidos (continuación).

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/c _p (J/kg · K)					
		ρ kg/m ³	c _p J/kg · K	k W/m · K	α × 10 ⁶ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn < 1.65% 0.1% < Si < 0.6%)		8 131	434	41.0	11.6			42.2 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1 090
Aceros al cromo (bajo): ½ Cr-¼ Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7 822	444	37.7	10.9			38.2 492	36.7 575	33.3 688	26.9 969
1Cr-½ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7 858	442	42.3	12.2			42.0 492	39.1 575	34.5 688	27.4 969
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7 836	443	48.9	14.1			46.8 492	42.1 575	36.3 688	28.2 969
Aceros inoxidables:											
AISI 302		8 055	480	15.1	3.91			17.3 512	20.0 559	22.8 585	25.4 606
AISI 304	1 670	7 900	477	14.9	3.95	9.2	12.6	16.6 272	19.8 402	22.6 515	25.4 611
AISI 316		8 238	468	13.4	3.48			15.2 504	18.3 550	21.3 576	24.2 602
AISI 347		7 978	480	14.2	3.71			15.8 513	18.9 559	21.9 585	24.7 606
Plomo	601	11 340	129	35.3	24.1	39.7	36.7	34.0 118	31.4 125		
Magnesio	923	1 740	1 024	156	87.6	169	159	153 649	149 934	146 1 074	
Molibdeno	2 894	10 240	251	138	53.7	179	143	134 141	126 224	118 261	112 295
Níquel: Puro	1 728	8 900	444	90.7	23.0	164	107	80.2 232	65.6 383	67.6 485	71.8 530
Nicromo (80% Ni, 20% Cr)	1 672	8 400	420	12	3.4			14 480	16 525	21 545	
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1 665	8 510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	13.5 —	17.0 372	20.5 473	24.0 626
Niobio	2 741	8 570	265	53.7	23.6	55.2	52.6	55.2 188	58.2 249	61.3 274	64.4 301
Paladio	1 827	12 020	244	71.8	24.5	76.5	71.6	73.6 168	79.7 227	86.9 251	94.2 281
Platino: Puro	2 045	21 450	133	71.6	25.1	77.5	72.6	71.8 100	73.2 125	75.6 136	78.7 152
Aleación 60Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1 800	16 630	162	47	17.4			52 —	59 —	65 —	69 —
Renio	3 453	21 100	136	47.9	16.7	58.9	51.0	46.1 97	44.2 127	44.1 139	44.6 156
Rodio	2 236	12 450	243	150	49.6	186	154	146 147	136 220	127 253	121 311

(Fuente: Cengel, Y. a. (2007). Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico (3rd ed.). Pág. 844-846.)

Tabla 7. Propiedades de metales sólidos (conclusión).

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Silicio	1 685	2 330	712	148	89.2	884	264	98.9	61.9	42.4	31.2
Plata	1 235	10 500	235	429	174	259	556	790	867	913	946
						187	225	239	250	262	277
Tantalio	3 269	16 600	140	57.5	24.7	59.2	57.5	57.8	58.6	59.4	60.2
						110	133	144	146	149	152
Torio	2 023	11 700	118	54.0	39.1	59.8	54.6	54.5	55.8	56.9	56.9
						99	112	124	134	145	156
Estaño	505	7 310	227	66.6	40.1	85.2	73.3	62.2			
						188	215	243			
Titanio	1 953	4 500	522	21.9	9.32	30.5	24.5	20.4	19.4	19.7	20.7
						300	465	551	591	633	675
Tungsteno	3 660	19 300	132	174	68.3	208	186	159	137	125	118
						87	122	137	142	146	148
Uranio	1 406	19 070	116	27.6	12.5	21.7	25.1	29.6	34.0	38.8	43.9
						94	108	125	146	176	180
Vanadio	2 192	6 100	489	30.7	10.3	35.8	31.3	31.3	33.3	35.7	38.2
						258	430	515	540	563	597
Zinc	693	7 140	389	116	41.8	117	118	111	103		
						297	367	402	436		
Zirconio	2 125	6 570	278	22.7	12.4	33.2	25.2	21.6	20.7	21.6	23.7
						205	264	300	332	342	362

(Fuente: Cengel, Y. a. (2007). Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico (3rd ed.). Pág. 844-846.)

Tabla 8. Propiedades de diversos materiales.

(A menos que se indique lo contrario, los valores se dan a 300 K)

Material	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, k , W/m · K	Calor específico, c_p J/kg · K	Material	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, k , W/m · K	Calor específico, c_p J/kg · K
Asfalto	2 115	0.062	920	Hielo			
Baquelita	1 300	1.4	1 465	273 K	920	1.88	2 040
Ladrillo refractario				253 K	922	2.03	1 945
Ladrillo de cromita				173 K	928	3.49	1 460
473 K	3 010	2.3	835	Cuero para suela	998	0.159	—
823 K	—	2.5	—	Linóleo	535	0.081	—
1173 K	—	2.0	—	1 180	0.186	—	
Arcilla refractaria cocida				Mica	2 900	0.523	—
1600 K				Papel	930	0.180	1 340
773 K	2 050	1.0	960	Plásticos			
1073 K	—	1.1	—	Plexiglas	1 190	0.19	1 465
1373 K	—	1.1	—	Teflón			
Arcilla refractaria cocida				300 K	2 200	0.35	1 050
1725 K				400 K	—	0.45	—
773 K	2 325	1.3	960	Lexan	1 200	0.19	1 260
1073 K	—	1.4	—	Nylon	1 145	0.29	—
1373 K	—	1.4	—	Polipropileno	910	0.12	1 925
Ladrillo de arcilla refractaria				Poliéster	1 395	0.15	1 170
478 K	2 645	1.0	960	PVC, vinilo	1 470	0.1	840
922 K	—	1.5	—	Porcelana	2 300	1.5	—
1478 K	—	1.8	—	Caucho natural	1 150	0.28	—
Magnesita				Caucho vulcanizado			
478 K	—	3.8	1 130	Blando	1 100	0.13	2 010
922 K	—	2.8	—	Duro	1 190	0.16	—
1478 K	—	1.9	—	Arena	1 515	0.2-1.0	800
Carne de pollo blanca (74.4% de contenido de agua)				Nieve reciente	100	0.60	—
198 K	—	1.60	—	Nieve, 273 K	500	2.2	—
233 K	—	1.49	—	Suelo seco	1 500	1.0	1 900
253 K	—	1.35	—	Suelo mojado	1 900	2.0	2 200
273 K	—	0.48	—	Azúcar	1 600	0.58	—
293 K	—	0.49	—	Tejido humano			
Arcilla seca	1 550	0.930	—	Piel	—	0.37	—
Arcilla mojada	1 495	1.675	—	Capa de grasa	—	0.2	—
Carbón mineral, antracita	1 350	0.26	1 260	Músculo	—	0.41	—
Concreto (mezcla con piedra)	2 300	1.4	880	Vaselina	—	0.17	—
Corcho	86	0.048	2 030	Madera, perpendicular a la fibra			
Algodón	80	0.06	1 300	De balsa	140	0.055	—
Grasa	—	0.17	—	Abeto	415	0.11	2 720
Vidrio				Roble	545	0.17	2 385
De ventana	2 800	0.7	750	Pino blanco	435	0.11	—
Pyrex	2 225	1-1.4	835	Pino amarillo	640	0.15	2 805
Crown	2 500	1.05	—	Madera, radial			
Al plomo	3 400	0.85	—	Roble	545	0.19	2 385
				Abeto	420	0.14	2 720
				Madera para barcos	145	0.05	—

(Fuente: Cengel, Y. a. (2007). Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico (3rd ed.). Pág. 853.)

Tabla 9. Propiedades de materiales aislantes.

Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad t�mica, k W/m · K	Calor específico, c_p kJ/kg · K	Valor R (para los espesores de la lista, L/k), K · m ² /W
Colcha y lámina					
Fibra mineral (forma fibrosa)	50 a 70 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.23
procesada a partir de roca, escoria o vidrio)	75 a 90 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.94
	135 a 165 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	3.32
Tablero y losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	—
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	—
Poliestireno expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	—
Poliuretano expandido (R -11 expandido)		24	0.023	1.6	—
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	—
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	—
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	—
Corcho		120	0.039	1.80	—
Rociado o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	—	—
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	—	—
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	—
Gránulos de lana mineral con aglomerantes de asbesto/inorgánico (rociado)		190	0.046	—	—
Relleno flojo					
Fibra mineral (de roca, escoria o vidrio)	~ 75 a 125 mm	9.6-32	—	0.71	1.94
	~165 a 222 mm	9.6-32	—	0.71	3.35
	~191 a 254 mm	—	—	0.71	3.87
	~185 mm	—	—	0.71	5.28
Aerogel de sílice		122	0.025	—	—
Vermiculita (expandida)		122	0.068	—	—
Perlita (expandida)		32-66	0.039-0.045	1.09	—
Aserrín o virutas		128-240	0.065	1.38	—
Aislamiento celulósico (papel molido o pulpa de madera)		37-51	0.039-0.046	—	—
Aislamiento para techo					
Vidrio celular	—	144	0.058	1.0	—
Preformado, para usarse arriba del tablero	13 mm	—	—	1.0	0.24
	25 mm	—	—	2.1	0.49
	50 mm	—	—	3.9	0.93
Aislamiento reflector					
Polvo sílice (al vacío)		160	0.0017	—	—
Hoja de aluminio separando colchones de vidrio esponjoso; 10 a 12 capas (al vacío); para aplicaciones criogénicas (150 K)		40	0.00016	—	—
Hoja de aluminio y laminado de vidrio y papel; 75 a 150 capas; para aplicaciones criogénicas (150 K)		120	0.000017	—	—

(Fuente: Cengel, Y. a. (2007). Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico (3rd ed.). Pág. 850.)

ANEXO 2. CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN

2.1. Programación para simulación en Matlab

```
%Ingreso de datos
ambientales*****
T1=str2double(get(handles.txtT1,'string'));
DTc=str2double(get(handles.txtDTc,'string'));
Trio=str2double(get(handles.txtTrio,'string'));
DPc=str2double(get(handles.txtDPc,'string'));
Telab=str2double(get(handles.txtTelab,'string'));
Tstanque=str2double(get(handles.txtTstanque,'string'));
Tambf=str2double(get(handles.txtTambf,'string'))
Tmintanque=str2double(get(handles.txtTmintanque,'string'))
Tcsup=str2double(get(handles.txtTcsup,'string'));
treq=str2double(get(handles.txttiemporequerido,'string'));

%DATOS*****
****
PI=3.14159265
%Datos del Tanque
Qequipo=1226%W
Alto=0.55 % (m) longitud característica
largo=0.8 % m
ancho=0.4 %m
espesor =0.0009 %m
eaislante=0.0508 %m
eacrilico=0.004 %m
k_acero=14.9 %W/(m °K)
k_poliuretano=0.017 %W/(m °K)
k_acrilico=0.2 %W/(m °K)

%Datos del serpentín
L_s=5.5 %m
Dint_s=0.01383 %m
rint=Dint_s/2
Dext_s=0.01587 %m}
rext=Dext_s/2
eserpentin=0.00102 %m
k_s=401 %W/m°K
St=0.085 %Paso transversal entre los centros de los tubos.
A=3.1416*Dext_s*L_s %Área De Transferencia De Calor

%Propiedades del hielo
k_hielo=1.9
Dhielo=920.2
Cp_hielo=2030.5

%Propiedades del refrigerante R404-A a Temperatura de Saturación
R=0.0852 %CONSTANTE GAS R404A
d_fuidoR=1048 %kg/m3 (25°C)
d_vaporR=18.2 %kg/m3 (-15°C)
GR=64.77175783 %kg/sm2 (velocidad masica) para evaporador recomendado
```

```

viscosidad_fR=0.000128 %Ns/m2 (25°C)
viscosidad_vR=0.0000122 %Ns/m2 (1 atm)
k_fR=0.0683 %W/m°K (25°C)
k_vR=0.01346 %W/m°K (1 atm)
Pr_fR=2.762738507
Pr_vR=1.051076226
hfg_R=373220 %J/kg
Cp_fR=1474.18 %J/kg°K
Cp_vR=1159.63 %J/kg°K

```

```

%Propiedades de evaporación refrigerante
Tabla=xlsread('PROPIEDADESR404a.xlsx','Hoja2')
Tempvaporsat=Tabla(:,3);
P1=Tabla(:,1);
hl=Tabla(:,6);
h1=Tabla(:,7);
Cpv=Tabla(:,11);
v=Tabla(:,5);
s1=Tabla(:,9);
Pi=interp1(Tempvaporsat,P1,T1,'linear')
hi=interp1(Tempvaporsat,h1,T1,'linear')

```

```

%Propiedades de condensación refrigerante
Tcd=((1.8*Trio)+DTc)/1.8
Pcd=interp1(Tempvaporsat,P1,Tcd,'linear')
hcd=interp1(Tempvaporsat,h1,Tcd,'linear')

```

```

%TERMODINÁMICA CICLO FROGORÍFICO*****
%PUNTO 1
Cpr=interp1(P1,Cpv,Pi,'linear')
Ti=T1
T1f=([T1*1.8]+32)
S1=interp1(Tempvaporsat,s1,T1,'linear')
%PUNTO 1'
DT=10 %Asumido
T1r=([DT+T1f-32]/1.8)
P1r=Pi
h1r=hi+Cpr*(T1r-Ti)%ecuación ASHRAE manteniendo la P constante
f1=Cpr*(log(T1r+273)-log(T1+273))
S1r=S1+f1 %ecuación ASHRAE manteniendo la P constante
%PUNTO A
Pa=P1r-0.0275 %Asumido
Ta=T1r
Cpra=interp1(P1,Cpv,Pa,'linear')
va=interp1(Tempvaporsat,v,Ta,'linear')
syms P
f=va-Ta*R/P
f2=R/P
F=inline(f)
F2=inline(f2)
intf=quad(F,P1r,Pa)
intf2=quad(F2,P1r,Pa)
Sa=S1r+intf2
ha=h1r+intf % ecuación ASHRAE manteniendo la T constante

```

```

%PUNTO B
Tac=(Ta*1.8)+32
Tb=(DT+Tac-32)/1.8
Pb=Pa
Cpb=interp1(P1,Cpv,Pb,'linear')
hb=ha+Cpb*Tb-Cpb*Ta% ecuación ASHRAE manteniendo la P constante
f3=Cpb*(log(Tb+273)-log(Ta+273))
Sb=Sa+f3 % ecuación ASHRAE manteniendo la P constante
%PUNTO C
Pc=(Dpc*6.894757/1000)+Pcd %Asumido
Tcc=interp1(P1,Tempvaporsat,Pc,'linear')
Tc=Tcc+20
Tbb=interp1(P1,Tempvaporsat,Pb,'linear')
c1=0.982937878
c2=0.495342134
c3=0
c4=0
hc=hb+c1+c2*(Tcc-Tbb)+c3*(Tcc-Tbb)^2+c4*(Tcc-Tbb)^3
%PUNTO c'
ns=0.8
hcr=hb+([hc-hb]/ns)
%PUNTO 2
T3=Tcd
T2=Tcd+18
P2=interp1(Tempvaporsat,P1,T3,'linear')
h2=hcr
%PUNTO 3
P3=P2
h3=interp1(Tempvaporsat,h1,T3,'linear')
%PUNTO 4
T4=T1
P4=Pi
h4=h3
% COP real
COP=(hb-h4)/(hcr-hb)
COPCarnot=(T1+273)/([T3+273]-[T1+273])
nfrig=(COP/COPCarnot)*100

%Flujo Másico Del Refrigerante
mref=Qequipo/((hb-h4)*1000)

%Potencia del compresor
trabajo=mref*(h2-hb)*1000

%GRÁFICA*****
axes(handles.axes1);
y=Tabla(:,1);
x=Tabla(:,6);
x1=Tabla(:,7);
hold on;
semilogy(x,y,'LineWidth',2.5);
semilogy(x1,y,'LineWidth',2.5);
x2=[hi h1r ha hb hc hcr h2 h3 h4 hi];
y2=[Pi P1r Pa Pb Pc Pc P2 P3 P4 Pi]

```

```

plot (x2,y2,'-r')
hold off;
title('DIAGRAMA P-h REFRIGERANTE R404a');
xlabel('ENTALPÍA, h[kJ/kg]');
ylabel('PRESIÓN, P[MPa]');

%TRANSFERENCIA DE CALOR*****
%Cálculos de transferencia de calor AIRE - TANQUE - AGUA
%Convección libre aire exterior
Tfilmica_a=(Tlab+Tstanque)/2+273 %temperatura de la capa límite
Tabla_aire=xlsread('PROPIEDADESR404a.xlsx','Hoja3')
T_a=Tabla_aire(:,1);
D_a=Tabla_aire(:,2);
CP_a=Tabla_aire(:,3);
Vdinamica_a=Tabla_aire(:,4);
Vcinematica_a=Tabla_aire(:,5);
K_a=Tabla_aire(:,6);
Pr_a=Tabla_aire(:,8);
D_a1=interp1(T_a,D_a,Tfilmica_a,'linear')
CP_a1=interp1(T_a,CP_a,Tfilmica_a,'linear')
Vdinamica_a1=interp1(T_a,Vdinamica_a,Tfilmica_a,'linear')
Vcinematica_a1=interp1(T_a,Vcinematica_a,Tfilmica_a,'linear')
K_a1=interp1(T_a,K_a,Tfilmica_a,'linear')
Pr_a1=interp1(T_a,Pr_a,Tfilmica_a,'linear')
Gr_a=(9.81*(1/[Tfilmica_a-273])*(Tlab-Tstanque)*((Alto)^3))/(Vcinematica_a1)^2
%Coeficiente de Expansión
Ra_a=Gr_a*Pr_a1%Número de Rayleigh
Nu_a=(0.825+(0.387*Ra_a^(1/6))/(1+(0.492/Pr_a1)^(9/16))^(8/27))^2 %Número de
Nusselt
hfi_a=Nu_a*K_a1/Alto %Coeficiente Convectivo aire

%Convección libre agua
Tm_f=(Tambf+Tmintanque)/2 %temperatura media aritmética
Tfilmica_f=(Tm_f+Tcsup)/2%temperatura de la capa límite
Tabla_agua=xlsread('PROPIEDADESR404a.xlsx','Hoja4')
T_f=Tabla_agua(:,1);
D_f=Tabla_agua(:,2);
CP_f=Tabla_agua(:,3);
Vdinamica_f=Tabla_agua(:,4);
K_f=Tabla_agua(:,5);
Pr_f=Tabla_agua(:,6);
Gr_f=Tabla_agua(:,7);
D_f1=interp1(T_f,D_f,Tfilmica_f,'linear')
CP_f1=interp1(T_f,CP_f,Tfilmica_f,'linear')
Vdinamica_f1=interp1(T_f,Vdinamica_f,Tfilmica_f,'linear')
K_f1=interp1(T_f,K_f,Tfilmica_f,'linear')
Pr_f1=interp1(T_f,Pr_f,Tfilmica_f,'linear')
Gr_f1=interp1(T_f,Gr_f,Tfilmica_f,'linear')
Vcinematica_f1=Vdinamica_f1/D_f1
Ra_f=abs(Gr_f1*(Tm_f-Tcsup)*((Alto-eaislante)^3))%Número de Rayleigh
Nu_f=(0.825+(0.387*Ra_f^(1/6))/(1+[0.492/Pr_f1]^(9/16))^(8/27))^2
hfi_f=Nu_f*K_f1/(Alto-eaislante)%Coeficiente Convectivo (Alto-eaislante)=longitud
característica

```

```

%Cálculo de la carga térmica (q_neto=q_equipo-q_pérdidas)
area_pared1=Alto*largo
area_pared1_1= (Alto-0.05)*(largo-0.1)
area_pared2=Alto*ancho
area_piso=largo*ancho
Uo=(1/[1/hfi_f+espesor/k_acero+eaislante/k_poliuretano+espesor/k_acero+1/hfi_a])
Q_pared1=Uo*area_pared1*(Telab-[Tambf+Tmintanque]/2)

```

```

SRt=1/(hfi_a*area_pared1)
DT_pared1=Q_pared1*SRt
Tsi=Telab-DT_pared1

```

```

SRt2=1/(hfi_f*area_pared1_1)
DT_pared1_1=Q_pared1*SRt2
Tsi2= [Tambf+Tmintanque]/2+DT_pared1_1

```

```

syms Uo1 i Ffl

```

```

for i=1:6

```

```

%Convección libre aire exterior

```

```

Tfilmica_a=(Tsi+Tstanque)/2)+273 %temperatura de la capa límite

```

```

Tabla_aire=xlsread('PROPIEDADESR404a.xlsx','Hoja3');

```

```

T_a=Tabla_aire (:,1);

```

```

D_a=Tabla_aire (:,2);

```

```

CP_a=Tabla_aire (:,3);

```

```

Vdinamica_a=Tabla_aire (:,4);

```

```

Vcinematica_a=Tabla_aire (:,5);

```

```

K_a=Tabla_aire (:,6);

```

```

Pr_a=Tabla_aire (:,8);

```

```

D_a1=interp1 (T_a,D_a,Tfilmica_a,'linear');

```

```

CP_a1=interp1 (T_a,CP_a,Tfilmica_a,'linear');

```

```

Vdinamica_a1=interp1 (T_a, Vdinamica_a, Tfilmica_a,'linear');

```

```

Vcinematica_a1=interp1 (T_a, Vcinematica_a, Tfilmica_a,'linear');

```

```

K_a1=interp1 (T_a,K_a,Tfilmica_a,'linear');

```

```

Pr_a1=interp1 (T_a,Pr_a,Tfilmica_a,'linear');

```

```

Gr_a=(9.81*(1/[Tfilmica_a-273])*(Tsi-Tstanque)*((Alto)^3))/(Vcinematica_a1)^2 ;

```

```

%Coeficiente de Expansión

```

```

Ra_a=Gr_a*Pr_a1;%Número de Rayleigh

```

```

Nu_a=(0.825+(0.387*Ra_a^(1/6))/(1+(0.492/Pr_a1)^(9/16)))^(8/27))^2; %Número de
Nusselt

```

```

hfi_a=Nu_a*K_a1/Alto%Coeficiente Convectivo aire

```

```

%Convección libre agua

```

```

Tm_f=Tsi2 ;%temperatura media aritmética

```

```

Tfilmica_f=(Tm_f+Tcsup)/2);%temperatura de la capa límite

```

```

Tabla_agua=xlsread('PROPIEDADESR404a.xlsx','Hoja4');

```

```

T_f=Tabla_agua(:,1);

```

```

D_f=Tabla_agua(:,2);

```

```

CP_f=Tabla_agua(:,3);

```

```

Vdinamica_f=Tabla_agua(:,4);

```

```

K_f=Tabla_agua(:,5);

```

```

Pr_f=Tabla_agua(:,6);

```

```

Gr_f=Tabla_agua(:,7);

```

```

C_exp_f=Tabla_agua(:,8);

```

```

D_f1=interp1(T_f,D_f,Tfilmica_f,'linear');

```

```

CP_f1=interp1(T_f,CP_f,Tfilmica_f,'linear');
Vdinamica_f1=interp1(T_f,Vdinamica_f,Tfilmica_f,'linear');
K_f1=interp1(T_f,K_f,Tfilmica_f,'linear');
Pr_f1=interp1(T_f,Pr_f,Tfilmica_f,'linear');
Gr_f1=interp1(T_f,Gr_f,Tfilmica_f,'linear');
C_exp_f1=interp1(T_f,C_exp_f,Tfilmica_f,'linear');
Vcinematica_f1=Vdinamica_f1/D_f1;
Ra_f=abs(Gr_f1*(Tm_f-Tcsup)*((Alto-eaislante)^3));%Número de Rayleigh
Nu_f=(0.825+(0.387*Ra_f^(1/6))/(1+[0.492/Pr_f1]^(9/16)]^(8/27))^2;
hfi_f=Nu_f*K_f1/(Alto-eaislante)%Coeficiente Convectivo (Alto-eaislante)=longitud
característica

Uo1=(1/[1/hfi_f+espesor/k_acero+eaislante/k_poliuretano+espesor/k_acero+1/hfi_a])
Q1_pared1=Uo1*area_pared1*(Tsi-Tsi2)

SRt=1/(hfi_a*area_pared1);
DT_pared1=Q1_pared1*SRt;
Tsi=Telab-DT_pared1

SRt2=1/(hfi_f*area_pared1_1);
DT_pared1_1=Q1_pared1*SRt2;
Tsi2=[Tambf+Tmintanque]/2+DT_pared1_1
end

%Pérdida de calor por paredes y piso
Q1_pared1=Uo1*area_pared1*(Telab-[Tambf+Tmintanque]/2)
Q1_pared2=Uo1*area_pared2*(Telab-[Tambf+Tmintanque]/2)
Q1_piso=Uo1*area_piso*(Telab-[Tambf+Tmintanque]/2)

%Pérdida de calor por techo
Uo_techo=(1/(2/hfi_a+eacrilico/k_acrilico+1/hfi_f));
area_techo=largo*ancho;
bb=area_techo
Q1_techo=Uo_techo*area_techo*(Telab-[Tambf+Tmintanque]/2)
Q_perdido=Q1_pared1+Q1_pared2+Q1_piso+Q1_techo
Qneto=Qequipo-Q_perdido

%Cálculos de transferencia de calor - AGUA - SERPENTIN – REFRIGERANTE*****

%Convección Forzada Refrigerante
d_fuidoR=1048 %kg/m3 (25°C)
d_vaporR=18.2 %kg/m3 (-15°C)
GR=64.77175783 %kg/sm2 (velocidad másica) para evaporador recomendado
viscosidad_fR=0.000128 %Ns/m2 (25°C)
viscosidad_vR=0.0000122 %Ns/m2 (1 atm)
k_fR=0.0683 %W/m°K (25°C)
k_vR=0.01346 %W/m°K (1 atm)
Pr_fR=2.762738507
Pr_vR=1.051076226
hfg_R=373220 %J/kg
Cp_fR=1474.18 %J/kg°K
Cp_vR=1159.63 %J/kg°K

for x=0.1:0.1:0.9

```

```

%Área de transferencia de calor
Atransf=3.141592654*Dext_s*L_s;
qq=Qneto/Atransf;
Co=((d_vaporR/d_fuidoR)^0.5)*((1-x)/x)^0.8;
Bo=qq/(GR*hfg_R);
Relo=(GR*[1-x]*Dint_s)/viscosidad_fR;
Frlo=(GR^2)/([d_fuidoR^2]*9.81*Dint_s);
if Frlo<0.04
f2=1*Frlo;
else
f2=(25*Frlo)^0.3;
end
f=(1.58*log(Relo)-3.28)^-2;
f_2=f/2;
Pr_fr2=(Pr_fR^(2/3))-1;

hlo=(k_fR/Dint_s)*(Relo-1000)*Pr_fR*f_2/(1+12.7*Pr_fr2*f_2^0.5);
Ffl=1.6; %El parámetro de fluido de la superficie;
hNBD=(0.6683*(Co^(-0.2))*f2*Frlo+1058*(Bo^0.7)*Ffl)*((1-x)^0.8)*hlo
HCBD=(1.136*(Co^0.9)*f2*Frlo+667.2*[Bo^0.7]*Ffl)*((1-x)^0.8)*hlo
end
hmax=417.78 %Coeficiente convectivo refrigerante promedio

%LMTD
Tcongelacion=0
Tref_D=-3 %[°C] Asumido
DTA= Tambf-T1
DTB=0-T1
DTC=Tcongelacion-T1
DTD=Tref_D-T1
LMTD_ab= (DTA-DTB)/log(DTA/DTB)
LMTD_bc=0
LMTD_cd=(DTC-DTD)/log(DTC/DTD)
qs_agua=964.689
qs_refrigerante=22.566
LMTD_balanceo=(qs_agua+qs_refrigerante)/((qs_agua/LMTD_ab)+(qs_refrigerante/LMTD_cd))

Tsi3=Tcsup;

for i=1:3
%Convección libre agua enfriamiento
T_2=(Tambf+Tmintanque)/2 %Temperatura media aritmética
T_filmica=(T_2+Tsi3)/2
Tabla_agua=xlsread ('PROPIEDADESR404a.xlsx','Hoja4');
D_f2=interp1 (T_f, D_f,T_filmica,'linear');
Cp_f2=interp1 (T_f, CP_f,T_filmica,'linear');
Vdinamica_f2=interp1(T_f,Vdinamica_f,T_filmica,'linear');
K_f2=interp1 (T_f,K_f,T_filmica,'linear');
Pr_f2=interp1 (T_f,Pr_f,T_filmica,'linear');
%Gr_f2=interp1(T_f,Gr_f,T_filmica,'linear')
C_exp_f2=interp1(T_f,C_exp_f,T_filmica,'linear');
Vcinematica_f2=Vdinamica_f2/D_f2;
Gr_f2=(9.81*(C_exp_f2)*(T_filmica-Tsi3)*(Dext_s)^3)/(Vcinematica_f2^2);

```

```

Ra_f2=Gr_f2*Pr_f2;
Nu_f2=(0.6+(0.387*Ra_f2^(1/6))/(1+(0.599/Pr_f2)^(9/16)))^(8/27))^2;
h_f2=Nu_f2*K_f2/Dext_s %Coeficiente convectivo agua

DT1=T_2-Tsi3;
DT2=Tsi3-T1;
RT1=h_f2*2*PI*rext*L_s;
RT2=(1/(hmax*2*PI*rint*L_s))+log(rext/rint)/(2*PI*k_s*L_s);
Qs1=RT1*DT1
Qs2=DT2/RT2

Uo_f2=1/((rext/(hmax*rint))+rext*log(rext/rint)/k_s+1/h_f2)
Qs=Uo_f2*A*LMTD_ab %calor sensible
Suma_RT=1/(h_f2*A);
DT_f2=Qs*Suma_RT;
Tsi3=T_2-DT_f2
end

%Volumen de agua
Vtanque=(Alto-0.18)*(largo-0.1)*(ancho-0.1);
Vserp=PI*(Dext_s)^2*L_s/4 %Volumen del serpentín sumergido;
Vagua=Vtanque-Vserp;
m_agua=D_f2*Vagua;

%Tiempo para enfriar el agua
t=m_agua*Cp_f2*1000*(Tambf-Tmintanque)/(Qneto-Qs1);
t_enf_agua=t/3600

%Espesor de hielo formado en el tiempo de enfriamiento de agua a 1°C
e1=0.0254
for i=1:3
h_f2e=(Nu_f2*K_f2)/(Dext_s+2*e1) %Coeficiente convectivo agua
DT3=T_2-0;
DT4=0-T1;
RT3=h_f2e*2*PI*(rext+e1)*L_s;
RT4=(1/(hmax*2*PI*rint*L_s))+log(rext/rint)/(2*PI*k_s*L_s)+log((rext+e1)/rext)/
(2*PI*k_hielo*L_s);
Qs3=RT3*DT3
Qs4=DT4/RT4
hsf=333.7 %Calor latente de fusión del agua dato;
D_hielo=Dext_s+2*e1;
Vhielo_generar=(PI*((D_hielo^2)-(Dext_s^2))*L_s)/4;
m_phielo=Dhielo*Vhielo_generar %masa de hielo;
e1=((Qs4)*t)/((Dext_s)*PI*Dhielo*L_s*hsf*1000)
end
e1f=e1;
%Variación de tiempo con respecto al espesor de hielo generado
for e=0:0.00127:0.0254
if Tambf<17
max=190;
y=1.5;
else
if Tambf<18
hmax=170;

```



```

y=0.15;
else
  if Tambf<20
    hmax=170;
    y=-1;
  else
    hmax=140;
    y=-1.5;
  end
end
end
end

h_f2e= (Nu_f2*K_f2)/ (Dext_s+2*e);
DT3=T_2-0;
DT4=0-T1;
RT3=h_f2e*2*PI*(rext+e)*L_s;
RT4= (1/(hmax*2*PI*rint*L_s))+log (rext/rint)/ (2*PI*k_s*L_s)+log ((rext+e)/rext)/
(2*PI*k_hielo*L_s);
Qs3=RT3*DT3;
Qs4=DT4/RT4;
espesor=e
tiempo1= (PI*Dhielo*L_s*hsf*1000*(Dext_s)*e)/ (Qs4*3600);
D_hielo=Dext_s+2*e;
Vhielo_generar= (PI*((D_hielo^2)-(Dext_s^2))*L_s)/4;
m_phielo=Dhielo*Vhielo_generar;
Volumen_agua_t=Vagua-Vhielo_generar;
m_agua=D_f2*Volumen_agua_t;
Qlat=m_phielo*hsf*1000/tiempo1;
t2=m_agua*Cp_f2*1000*((T_2-Tsi3)/2)/ ((Qneto-Qs1)*3600);
tiempo= ((PI*Dhielo*L_s*hsf*1000*(Dext_s)*e)/ ((Qs4)*3600))+t2
tiempos=tiempo*3600;
velocidad_formacion_hielo= (espesor*1000)/tiempo
Z=e*1/0.0254;
w=0.1*t_enf_agua;
if w>tiempo1
  Tmintanquea= (Tambf)-(tiempo1*3600*(Qneto-Qs1)/ (m_agua*Cp_f2*1000))
  Ts11=Tmintanquea-Qs1/(h_f2*2*PI*rext*L_s);
  Ts12=(-(Qs4)*log((rext+e)/rext))/(2*PI*k_hielo*L_s);
  if Ts11>=0
    Ts1a=Ts11+Ts12
  else
    Ts1a=Ts12
  end
end
end

if (t-t/10)>tiempos
  Tmintanque1=(Tmintanquea)-(tiempos*(Qneto-Qs1)/(m_agua*Cp_f2*1000));
  Tmintanque2=Tmintanquea-(tiempos*(Qneto-Qs3)/(m_agua*Cp_f2*1000))
  Tmintanqueb=Tmintanque1*(1-Z)+Tmintanque2*Z
  Ts11=Tmintanqueb-Qs1/(h_f2*2*PI*rext*L_s);
  Ts12= -(Qs4)*log((rext+e)/rext))/(2*PI*k_hielo*L_s);
  if Ts11>=0
    Ts1a=Ts11+Ts12
  else

```


2.2. Programación para adquisición de datos con ARDUINO

Tarjeta Arduino UNO – Temperaturas de capa límite del agua en la pared del evaporador

```
float T1,T2, T3;
void setup(){
  Serial.begin (9600) ;}
void loop()
{T1= ((analogRead (0)-analogRead (1))*500.0)/1023.0;
  Serial.print ("temperatura 1 ");
  Serial.println (T1);
T2= ((analogRead (2)-analogRead (3))*500.0)/1023.0;
  Serial.print ("temperatura 2 ");
  Serial.println (T2);
  T3= ((analogRead (2)-analogRead (3))*500.0)/1023.0;
  Serial.print ("temperatura 3 ");
  Serial.println (T3);
  Delay (3000) ;}
```

Tarjeta Arduino UNO – Temperaturas de ingreso y salida del evaporador

```
float Tingreso, Tsalida;
void setup () {
  Serial.begin (9600);}
void loop()
{Tingreso= ((analogRead (0)-analogRead (1))*500.0)/1023.0;
  Serial.print ("temperatura de ingreso al evaporador");
  Serial.println (Tingreso);
Tsalida= ((analogRead (2)-analogRead (3))*500.0)/1023.0;
  Serial.print ("temperatura de salida al evaporador ");
  Serial.println (Tsalida);
  Delay (3000) ;}
```

ANEXO 3. RESULTADOS

3.1. Datos obtenidos por simulación a T ambiente 22°C T agua 18°C

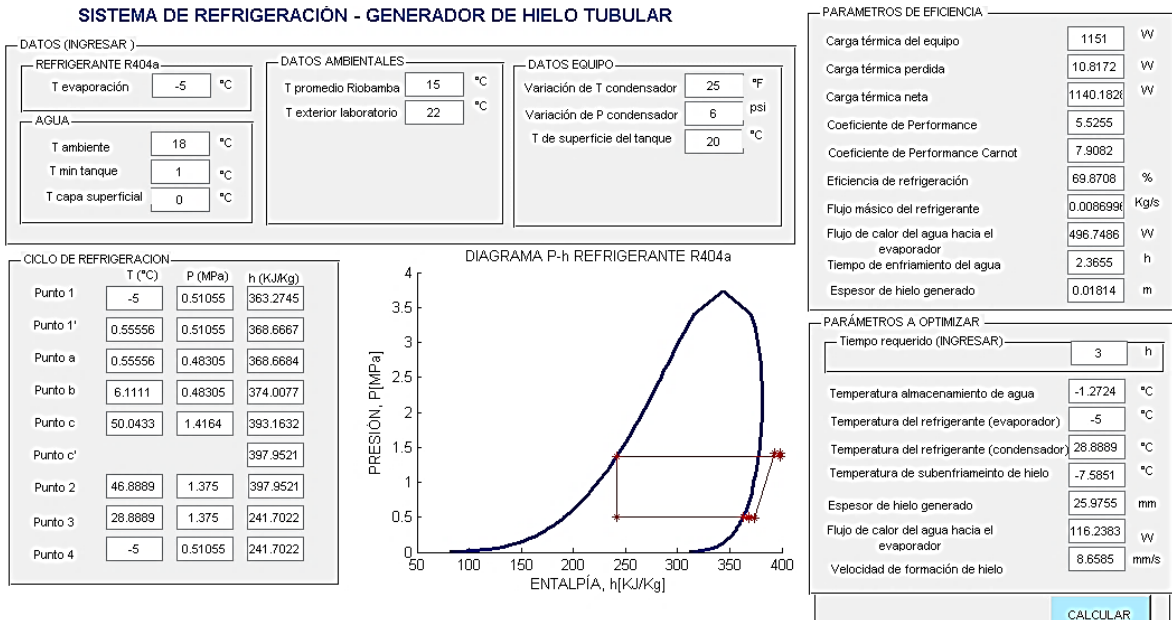


Figura 1. Valores obtenidos para simulación T ambiente 22°C T agua 18°C.

(Fuente: propia)

Tabla 10. Resultados Simulación - Datos a T ambiente 22°C T agua 18°C.

Tiempo (h)	Espesor (mm)	Velocidad de formación de hielo (mm/h)	T agua inicial (18°C)	T Película superficial agua (°C)
0,0000	0,000	NaN	18,000	11,177
0,0730	1,300	17,401	17,493	9,749
0,1694	2,500	14,998	16,820	8,514
0,2851	3,800	13,364	16,009	7,319
0,4173	5,100	12,175	15,077	6,108
0,5637	6,400	11,265	14,037	4,855
0,7227	7,600	10,544	12,900	3,549
0,8928	8,900	9,957	11,673	2,184
1,0730	10,200	9,469	10,360	0,757
1,2624	11,400	9,054	8,967	-0,733
1,4601	12,700	8,698	7,495	-2,289
1,6655	14,000	8,388	5,945	-3,033
1,8781	15,200	8,114	4,319	-3,097
2,0974	16,500	7,872	3,645	-6,252
2,3229	17,800	7,654	3,560	-6,303
2,5542	19,100	7,458	3,470	-6,349
2,7910	20,300	7,280	3,374	-6,390
3,0331	21,600	7,118	3,271	-6,429
3,2801	22,900	6,969	3,161	-6,463
3,5318	24,100	6,832	3,043	-6,496
3,7879	25,400	6,706	2,917	-6,525

(Fuente: propia)

3.2. Datos obtenidos por simulación a T ambiente 23°C T agua 20°C

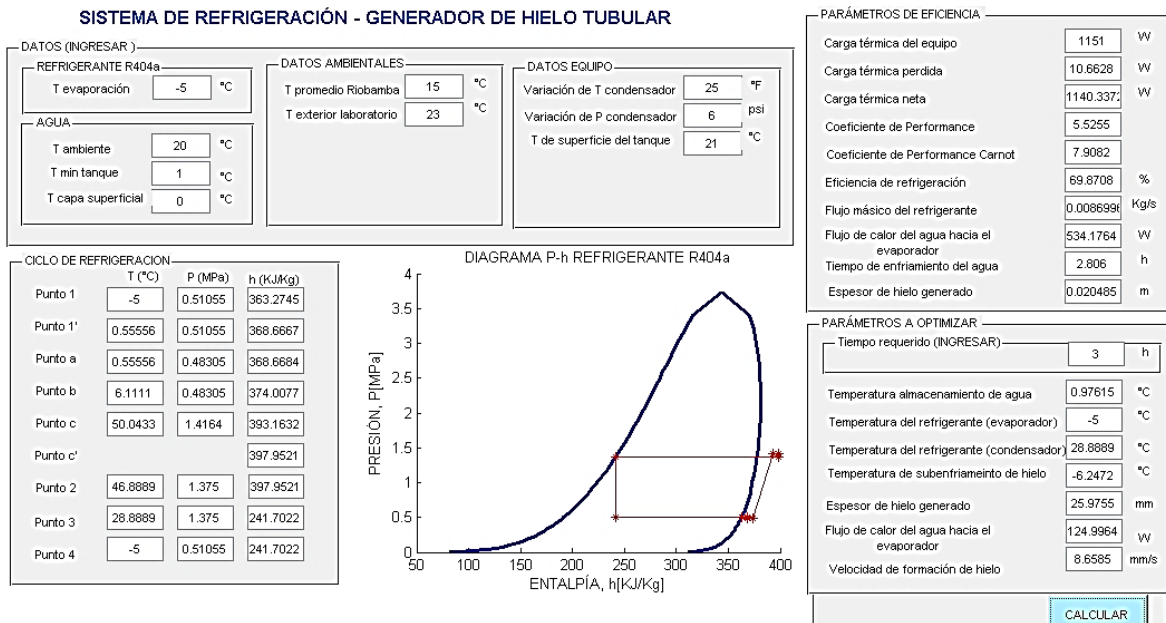


Figura 2. Valores obtenidos para simulación T ambiente 23°C T agua 20°C.

(Fuente: propia)

Tabla 11. Resultados Simulación - Datos a T ambiente 23°C T agua 20°C.

Tiempo (h)	Espesor (mm)	Velocidad de formación de hielo (mm/h)	T agua inicial (20°C)	T Película superficial agua (°C)
0,000	0,000	NaN	20,000	12,918
0,073	1,300	17,401	19,550	11,547
0,169	2,500	14,998	18,952	10,387
0,285	3,800	13,364	18,232	9,283
0,417	5,100	12,175	17,405	8,177
0,564	6,400	11,265	16,483	7,042
0,723	7,600	10,544	15,476	5,866
0,893	8,900	9,957	14,389	4,642
1,073	10,200	9,469	13,229	3,367
1,262	11,400	9,054	11,997	2,038
1,460	12,700	8,698	10,697	0,655
1,666	14,000	8,388	9,331	-0,785
1,878	15,200	8,114	7,899	-2,281
2,097	16,500	7,872	6,400	-3,154
2,323	17,800	7,654	4,834	-3,205
2,554	19,100	7,458	4,064	-6,457
2,791	20,300	7,280	3,877	-6,498
3,033	21,600	7,118	3,738	-6,536
3,280	22,900	6,969	3,641	-6,571
3,532	24,100	6,832	3,584	-6,603
3,788	25,400	6,706	3,561	-6,633

(Fuente: propia)

3.3. Datos obtenidos por simulación a T ambiente 21°C T agua 17°C

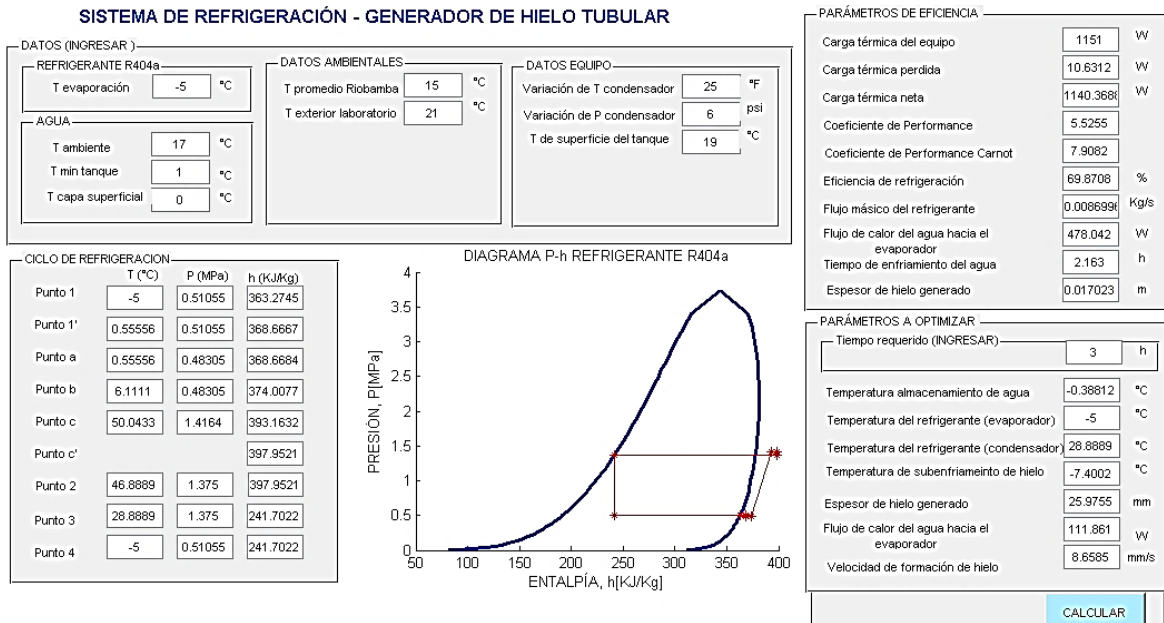


Figura 3. Valores obtenidos para simulación T ambiente 21°C T agua 17°C.

(Fuente: propia)

Tabla 12. Resultados Simulación - Datos a T ambiente 21°C T agua 17°C.

Tiempo (h)	Espesor (mm)	Velocidad de formación de hielo (mm/h)	T agua inicial (17°C)	T Película superficial agua (°C)
0,116	0,000	NaN	17,000	10,311
0,189	1,300	17,401	16,465	8,857
0,285	2,500	14,998	15,756	7,584
0,401	3,800	13,364	14,900	6,345
0,533	5,100	12,175	13,917	5,083
0,680	6,400	11,265	12,820	3,772
0,839	7,600	10,544	11,620	2,403
1,009	8,900	9,957	10,324	0,970
1,189	10,200	9,469	8,938	-0,531
1,378	11,400	9,054	7,466	-2,100
1,576	12,700	8,698	5,910	-2,961
1,781	14,000	8,388	4,271	-3,033
1,994	15,200	8,114	2,090	-6,131
2,213	16,500	7,872	1,797	-6,188
2,439	17,800	7,654	1,486	-6,239
2,670	19,100	7,458	1,154	-6,285
2,907	20,300	7,280	0,800	-6,326
3,149	21,600	7,118	0,423	-6,364
3,396	22,900	6,969	0,020	-6,399
3,648	24,100	6,832	-0,412	-6,432
3,904	25,400	6,706	-0,875	-6,461

(Fuente: propia)

3.4. Valores experimentales obtenidos a T ambiente 20,5°C y T agua 16°C

Tabla 13. Datos experimentales - T ambiente 20,5°C T agua 16°C.

TIEMPO (h)	T condensador (°C)	Evaporador			Velocidad formación de hielo (mm/h)	Temperatura Película fluido			Espesor (mm)
		T ingreso (°C)	T salida (°C)	T tanque (°C)		sensor 1 (°C)	sensor 2 (°C)	sensor 3 (°C)	
1E-06	20,5	19,31	20,04	16	0,00	15,15	18,57	17,11	0
0,02	21,43	7,09	19,31	15,9	0,00	14,17	17,60	17,60	0
0,03	22,38	-0,73	19,06	15,7	0,00	10,26	16,62	17,11	0
0,05	23,34	-3,42	18,09	15,5	0,00	9,29	16,62	15,64	0
0,07	24,29	-4,40	18,33	15,3	0,00	9,29	15,64	16,62	0
0,08	25,25	-4,40	18,33	15	0,00	8,31	13,69	16,62	0
0,10	26,21	-5,38	18,09	14,7	0,00	8,80	16,62	16,62	0
0,12	27,16	-5,63	17,84	14,3	4,29	8,80	15,64	17,11	0,5
0,13	28,12	-6,11	18,09	13,9	3,75	8,31	15,64	17,11	0,5
0,15	29,08	-6,11	18,09	13,5	3,33	7,82	15,64	16,13	0,5
0,17	29,9	-7,34	18,09	13	6,00	8,80	15,15	14,66	1
0,18	29,9	-6,85	17,84	12,8	5,45	7,33	15,64	15,15	1
0,20	30	-7,09	18,33	12,7	5,00	8,31	14,66	15,64	1
0,22	30	-6,85	17,60	12,7	4,62	8,31	15,15	15,64	1
0,23	30	-7,09	17,60	12,6	6,43	7,82	15,64	15,64	1,5
0,25	29,9	-7,09	17,60	12,4	6,00	7,33	14,66	15,64	1,5
0,33	29,9	-6,60	17,11	11,7	6,00	5,87	13,20	15,15	2
0,42	29,8	-7,09	17,11	11,1	4,80	5,87	13,69	14,17	2
0,50	29,8	-6,60	16,38	10,5	5,00	5,38	12,71	13,69	2,5
0,58	29,8	-6,60	15,64	9,8	5,14	4,89	12,71	12,71	3
0,67	29,7	-6,60	14,91	9,3	6,00	2,44	11,73	11,73	4
0,75	29,6	-6,11	14,91	8,9	6,67	2,44	10,75	12,71	5
0,83	29,5	-6,85	13,93	8,2	6,00	1,96	9,78	10,26	5
0,92	29,4	-6,60	13,69	7,7	6,00	0,49	9,78	11,24	5,5
1,00	29,2	-7,33	13,44	7	6,00	0,49	8,80	10,75	6
1,08	29	-7,34	12,95	6,5	5,54	-1,47	7,33	9,29	6
1,17	28,8	-7,58	12,71	6	6,00	-0,98	6,35	7,82	7
1,25	28,8	-7,34	12,22	5,7	6,00	-2,44	4,40	8,80	7,5
1,33	28,9	-5,14	11,25	5	6,37	-2,93	3,42	8,31	8,5
1,42	28,9	-5,62	10,76	4,6	6,71	-3,42	1,47	8,31	9,5
1,50	29	-5,87	10,02	4	6,67	-3,91	1,47	7,33	10
1,58	29	-6,11	9,53	3,9	7,26	-4,40	0,98	6,84	11,5
1,67	29	-6,36	8,80	3	7,20	-4,89	0,98	6,35	12
1,75	28,9	-6,68	8,55	2,9	7,43	-5,87	0,00	5,87	13
1,83	28,9	-5,70	9,04	2,8	7,36	-5,87	-0,49	5,38	13,5
1,92	28,8	-7,09	8,07	2,7	7,30	-6,35	-1,47	4,89	14
2,00	28,8	-6,60	7,34	2	7,50	-7,33	-1,47	4,89	15
2,08	29,9	-7,09	7,09	1,5	7,68	-6,84	-0,98	5,38	16
2,17	29,9	-7,34	6,60	1,1	7,85	-6,35	-2,93	3,42	17
2,25	29,9	-7,58	6,36	0,8	8,00	-5,87	-2,93	3,42	18
2,33	29,7	-7,82	5,38	0,7	7,71	-6,84	-2,93	2,93	18
2,42	29,5	-7,58	5,38	0,6	7,86	-7,33	-3,42	2,44	19
2,50	29,5	-7,58	5,14	0,4	8,00	-6,84	-2,93	2,93	20
2,58	29,5	-8,31	4,40	0,3	8,13	-7,33	-2,93	0,98	21
2,67	29,3	-8,31	3,91	0,1	8,25	-6,35	-2,44	0,49	22
2,75	29,3	-8,56	3,91	0	8,55	-7,33	-2,93	0,49	23,5
2,83	29,5	-8,31	3,67	-0,1	8,47	-7,33	-3,42	1,47	24
2,92	29,5	-8,56	3,18	-0,2	8,23	-6,84	-3,42	0,49	24
3,00	29,3	-9,04	2,69	-0,3	8,17	-7,82	-3,91	0,00	24,5
3,08	29,3	-10,56	2,12	-0,4	8,11	-8,80	-4,89	-0,98	25

(Fuente: propia)

Tabla 14. Resultados experimentales - T ambiente 20,5°C T agua 16°C.

Tiempo (h)	masa hielo kg	masa agua kg	Q enfriar agua (W)	Q generar hielo (W)	Q total (W)	Potencia compresor (W)	COP	COP CARNOT	Energía consumida (Wh)	Eficiencia frigorífica (%)
0,00	0,00	76,58								
0,02	0,00	76,58	644,85	0,00	644,85	132,48	5,41	19,53	2,21	27,69
0,03	0,00	76,58	752,32	0,00	752,32	144,96	5,77	11,78	4,83	48,95
0,05	0,00	76,58	859,80	0,00	859,80	162,58	5,88	10,07	8,13	58,32
0,07	0,00	76,58	967,27	0,00	967,27	181,44	5,92	9,36	12,10	63,28
0,08	0,00	76,58	1074,7	0,00	1074,73	201,60	5,92	9,06	16,80	65,39
0,10	0,00	76,58	1182,2	0,00	1182,22	220,25	5,96	8,47	22,03	70,38
0,12	0,00	76,58	1289,6	0,00	1289,69	239,95	5,97	8,15	27,99	73,23
0,13	0,00	76,58	1397,1	0,00	1397,17	258,87	6,00	7,80	34,52	76,91
0,15	0,14	76,45	1501,9	86,27	1588,17	294,26	6,00	7,59	44,14	79,06
0,17	0,29	76,30	1606,0	160,03	1766,07	326,64	6,01	7,36	54,44	81,67
0,18	0,32	76,27	1556,7	160,98	1717,73	316,70	6,03	7,24	58,06	83,20
0,20	0,35	76,24	1471,0	161,93	1632,94	300,75	6,03	7,22	60,15	83,52
0,22	0,41	76,17	1356,7	176,43	1533,17	282,82	6,02	7,15	61,28	84,29
0,23	0,44	76,14	1297,4	176,54	1474,00	271,42	6,03	7,06	63,33	85,53
0,25	0,51	76,08	1281,1	188,89	1470,00	270,68	6,03	7,02	67,67	85,98
0,33	0,61	75,98	1146,1	169,52	1315,66	243,40	6,01	7,09	81,13	84,77
0,42	0,71	75,87	1043,4	158,57	1202,01	221,57	6,03	6,96	92,32	86,57
0,50	0,78	75,80	975,10	145,22	1120,32	206,79	6,02	6,94	103,40	86,76
0,58	0,97	75,62	939,91	153,43	1093,34	202,10	6,01	6,88	117,89	87,39
0,67	1,36	75,23	884,16	188,49	1072,65	198,56	6,00	6,93	132,37	86,67
0,75	1,78	74,80	828,14	219,97	1048,12	193,97	6,00	6,92	145,48	86,76
0,83	1,87	74,72	817,84	207,87	1025,71	190,20	5,99	6,86	158,50	87,34
0,92	2,00	74,58	789,71	202,72	992,43	184,09	5,99	6,89	168,75	86,94
1,00	2,24	74,35	782,50	207,46	989,96	183,66	5,99	6,86	183,66	87,31
1,08	2,48	74,10	759,95	212,20	972,16	180,55	5,98	6,75	195,60	88,58
1,17	2,73	73,85	740,30	216,95	957,25	177,85	5,98	6,77	207,49	88,39
1,25	2,99	73,60	709,18	221,69	930,87	173,12	5,97	6,78	216,40	88,14
1,33	3,53	73,05	679,17	245,63	924,79	172,35	5,96	6,77	229,80	88,02
1,42	4,11	72,47	652,11	268,98	921,08	171,82	5,96	6,75	243,42	88,22
1,50	4,41	72,17	635,82	272,67	908,50	169,74	5,99	6,87	254,62	87,26
1,58	5,37	71,22	615,42	314,30	929,71	173,88	5,94	6,71	275,31	88,57
1,67	5,70	70,88	601,79	317,25	919,04	172,16	5,93	6,75	286,93	87,82
1,75	6,40	70,18	590,94	339,07	930,01	174,29	5,93	6,68	305,01	88,74
1,83	6,76	69,82	587,90	341,93	929,83	174,01	5,94	6,74	319,03	88,04
1,92	7,13	69,45	563,60	344,95	908,55	170,41	5,92	6,72	326,62	88,13
2,00	7,90	68,69	562,28	366,05	928,32	174,40	5,91	6,72	348,80	88,05
2,08	8,70	67,89	552,56	386,97	939,53	176,58	5,91	6,71	367,88	88,08
2,17	9,53	67,05	539,26	407,75	947,01	178,17	5,97	6,82	386,04	87,56
2,25	10,40	66,19	522,89	428,39	951,28	179,06	5,90	6,65	402,87	88,74
2,33	10,40	66,19	507,53	413,09	920,62	173,54	5,89	6,66	404,93	88,51
2,42	11,30	65,28	486,51	433,44	919,95	173,38	5,90	6,57	418,99	89,72
2,50	12,24	64,35	469,57	453,69	923,26	173,94	5,90	6,61	434,84	89,19
2,58	13,21	63,38	450,44	473,86	924,30	174,03	5,90	6,49	449,58	90,99
2,67	14,21	62,37	434,92	493,95	928,88	175,12	5,89	6,57	466,98	89,76
2,75	15,78	60,80	413,71	531,91	945,62	178,27	5,89	6,60	490,25	89,31
2,83	16,32	60,26	400,47	533,95	934,41	175,95	5,90	6,55	498,52	90,05
2,92	16,32	60,26	391,44	518,69	910,13	171,60	5,89	6,55	500,49	89,93
3,00	17,43	59,16	375,89	538,47	914,35	171,99	5,91	6,46	515,97	91,39
3,08	17,99	58,59	364,45	540,93	905,38	168,64	5,97	6,20	519,99	88,46

(Fuente: propia)

3.5. Valores experimentales obtenidos a T ambiente 23°C y T agua 21,5°C

Tabla 15. Datos experimentales - T ambiente 23°C T agua 21,5°C.

Tiempo (h)	T condensador (°C)	Evaporador		T tanque (°C)	Velocidad formación de hielo (mm/h)	Temperatura Película fluido			Espesor (mm)
		T ingreso (°C)	T salida (°C)			sensor 1 (°C)	sensor 2 (°C)	sensor 3 (°C)	
0,00	21,5	19,06	19,55	21,5	0,00	113,37	119,79	126,20	0,0
0,02	23,0	3,91	18,57	19,6	0,00	102,38	114,38	126,39	0,0
0,03	24,0	-2,93	18,57	19,4	0,00	97,61	112,33	127,05	0,0
0,05	25,0	-4,40	17,60	19,1	0,00	96,61	112,15	127,70	0,0
0,07	26,0	-5,38	18,08	19	0,00	95,94	112,18	128,43	0,0
0,08	27,3	-4,89	18,08	18,9	0,00	96,29	112,84	129,39	0,0
0,10	28,0	-6,35	17,60	18,7	0,00	95,30	112,55	129,80	0,0
0,12	28,5	-5,87	17,60	18,4	0,00	95,63	112,85	130,07	0,0
0,13	29,0	-5,87	17,60	18	0,00	95,64	112,95	130,25	0,0
0,15	30,3	-5,38	17,60	17,9	0,00	95,98	113,60	131,22	0,0
0,17	31,7	-5,38	17,60	17,7	0,00	95,99	114,10	132,21	0,0
0,18	31,5	-5,38	17,11	17,5	1,64	96,00	113,98	131,96	0,3
0,20	32,0	-5,38	17,11	17,2	1,50	96,01	114,10	132,20	0,3
0,22	32,0	-4,89	16,62	17	2,31	96,35	114,23	132,10	0,5
0,23	32,0	-4,89	16,62	16,7	3,00	96,36	114,15	131,95	0,7
0,25	32,1	-4,89	16,62	16,6	4,00	96,37	114,17	131,98	1,0
0,33	32,1	-4,40	16,62	16	3,00	96,75	114,21	131,68	1,0
0,42	32,2	-4,89	16,13	15,5	3,60	96,45	113,98	131,50	1,5
0,50	32,4	-4,40	15,64	14,6	3,40	96,83	114,02	131,21	1,7
0,58	32,5	-4,40	14,66	13,6	3,09	96,87	113,83	130,79	1,8
0,67	32,7	-4,40	13,69	13	2,70	96,91	113,78	130,64	1,8
0,75	32,8	-3,42	13,69	12,4	2,67	97,63	114,03	130,42	2,0
0,83	32,7	-4,89	12,71	11,8	2,40	96,66	113,35	130,04	2,0
0,92	32,7	-4,40	12,22	11,3	2,73	97,04	113,42	129,79	2,5
1,00	32,8	-4,40	11,73	10	2,50	97,08	113,15	129,22	2,5
1,08	32,8	-5,38	11,24	9,6	2,77	96,45	112,74	129,02	3,0
1,17	32,9	-5,87	11,24	8,9	2,57	1,96	9,29	10,26	3,0
1,25	32,9	-4,89	10,26	8,4	3,20	0,49	9,29	10,75	4,0
1,33	32,8	-4,89	9,78	8	3,00	0,00	8,31	8,80	4,0
1,42	32,8	-4,89	9,29	7,6	3,18	-0,98	6,35	9,29	4,5
1,50	32,8	-5,38	8,80	7,1	3,00	-1,96	5,87	8,31	4,5
1,58	32,8	-5,38	7,82	6,8	3,47	-1,96	4,40	7,82	5,5
1,67	32,7	-5,87	7,82	6,4	3,30	-3,42	2,93	7,33	5,5
1,75	32,7	-6,35	6,84	6,1	3,43	-3,42	1,96	6,84	6,0
1,83	32,8	-6,35	6,84	5,7	3,27	-3,91	1,96	6,84	6,0
1,92	32,8	-6,35	6,35	5,5	3,65	-4,40	0,49	5,87	7,0
2,00	32,9	-5,87	5,87	5,1	3,75	-4,89	0,49	5,87	7,5
2,08	33,0	-6,35	5,87	4,7	3,84	-4,89	0,00	5,38	8,0
2,17	32,9	-5,87	5,38	3,5	3,92	-5,38	0,00	4,89	8,5
2,25	32,9	-6,35	5,38	2,8	4,22	-5,87	-0,98	3,91	9,5
2,33	33,0	-6,35	4,40	2,7	4,50	-5,87	-1,47	3,42	10,5
2,42	33,0	-6,35	4,40	2,6	4,97	-6,84	-1,96	1,96	12,0
2,50	33,1	-6,84	4,40	2,5	5,20	-7,33	-1,96	2,44	13,0
2,58	33,2	-6,84	3,91	2,3	5,42	-6,84	-1,96	1,47	14,0
2,67	33,2	-6,84	3,42	2	5,63	-8,31	-3,42	1,96	15,0
2,75	33,1	-7,82	3,42	1,8	5,82	-8,31	-3,42	1,96	16,0
2,83	33,1	-6,84	2,93	1,6	6,00	-7,82	-2,44	0,00	17,0
2,92	33,0	-7,33	2,93	1,4	6,17	-6,84	-3,42	-1,47	18,0
3,00	32,5	-7,82	2,44	1,2	6,33	-7,33	-2,93	0,00	19,0
3,08	32,1	-7,82	2,44	1,1	6,81	-7,33	-2,93	0,00	21,0

(Fuente: propia)

Tabla 16. Resultados experimentales - T ambiente 23°C T agua 21,5°C.

Tiempo (h)	masa hielo kg	masa agua kg	Q enfriar agua (W)	Q generar hielo (W)	Q total (W)	Potencia compresor (W)	COP	COP CARNOT	Energía consumida (Wh)	Eficiencia frigorífica (%)
0,00	0,00	76,58								
0,02	0,00	76,58	537,37	0,00	537,37	113,97	5,55	14,51	1,90	38,24
0,03	0,00	76,58	2418,16	0,00	2418,16	485,47	5,86	10,03	16,18	58,43
0,05	0,00	76,58	2149,48	0,00	2149,48	427,61	5,91	9,14	21,38	64,73
0,07	0,00	76,58	1746,45	0,00	1746,45	344,50	5,96	8,53	22,97	69,93
0,08	0,00	76,58	1504,63	0,00	1504,63	297,90	5,94	8,33	24,82	71,34
0,10	0,00	76,58	1432,98	0,00	1432,98	280,92	6,00	7,76	28,09	77,31
0,12	0,00	76,58	1458,57	0,00	1458,57	286,96	5,98	7,77	33,48	76,94
0,13	0,00	76,58	1544,94	0,00	1544,94	303,95	5,98	7,66	40,53	78,06
0,15	0,00	76,58	1432,98	0,00	1432,98	282,96	5,96	7,50	42,44	79,43
0,17	0,00	76,58	1397,16	0,00	1397,16	275,89	5,96	7,22	45,98	82,55
0,18	0,08	76,50	1366,37	41,83	1408,20	278,37	5,95	7,26	51,03	82,02
0,20	0,08	76,50	1386,70	38,35	1425,05	281,70	5,95	7,16	56,34	83,13
0,22	0,14	76,45	1361,60	59,73	1421,33	282,32	5,92	7,27	61,17	81,50
0,23	0,20	76,39	1378,24	78,59	1456,83	289,37	5,92	7,27	67,52	81,50
0,25	0,29	76,30	1320,53	106,69	1427,22	283,49	5,92	7,25	70,87	81,72
0,33	0,38	76,20	1149,60	105,87	1255,47	250,30	5,90	7,36	83,43	80,19
0,42	0,44	76,14	1025,76	98,86	1124,63	223,63	5,92	7,23	93,18	81,85
0,50	0,51	76,08	1014,21	94,45	1108,66	221,52	5,89	7,30	110,76	80,67
0,58	0,54	76,04	1021,39	86,20	1107,60	221,81	5,87	7,28	129,39	80,71
0,67	0,58	76,01	973,32	80,07	1053,39	211,43	5,86	7,24	140,95	80,96
0,75	0,61	75,98	935,87	75,34	1011,21	204,50	5,82	7,44	153,38	78,16
0,83	0,71	75,87	905,03	79,29	984,31	197,28	5,87	7,13	164,40	82,30
0,92	0,78	75,80	870,34	79,21	949,55	191,25	5,84	7,24	175,31	80,68
1,00	0,89	75,69	911,74	82,65	994,39	200,52	5,83	7,22	200,52	80,80
1,08	0,97	75,62	873,44	82,62	956,06	191,57	5,87	7,01	207,53	83,76
1,17	1,16	75,43	861,93	91,87	953,80	190,41	5,89	6,89	222,14	85,53
1,25	1,36	75,23	837,53	100,53	938,06	189,12	5,84	7,09	236,40	82,25
1,33	1,48	75,11	810,25	102,84	913,09	184,30	5,83	7,11	245,74	81,94
1,42	1,56	75,02	786,50	102,30	888,80	179,62	5,82	7,11	254,46	81,84
1,50	1,78	74,80	769,83	109,99	879,81	177,35	5,84	7,01	266,03	83,26
1,58	2,00	74,58	743,64	117,36	861,00	173,99	5,82	7,01	275,48	83,06
1,67	2,14	74,44	726,03	119,23	845,26	170,16	5,84	6,93	283,61	84,38
1,75	2,24	74,35	705,49	118,55	824,04	165,70	5,85	6,83	289,97	85,68
1,83	2,48	74,10	690,14	125,39	815,53	163,98	5,85	6,81	300,64	85,90
1,92	2,73	73,85	666,91	132,06	798,97	160,86	5,84	6,81	308,31	85,80
2,00	2,99	73,60	654,10	138,56	792,65	160,37	5,81	6,89	320,74	84,39
2,08	3,26	73,33	642,12	144,92	787,03	158,65	5,84	6,78	330,52	86,13
2,17	3,53	73,05	662,41	151,15	813,56	164,81	5,81	6,89	357,09	84,29
2,25	4,11	72,47	659,20	169,36	828,55	167,23	5,83	6,79	376,27	85,80
2,33	4,72	71,86	633,89	187,61	821,50	166,23	5,81	6,78	387,88	85,80
2,42	5,70	70,88	607,10	218,80	825,90	167,12	5,81	6,78	403,88	85,80
2,50	6,40	70,18	584,38	237,35	821,73	165,65	5,84	6,66	414,14	87,57
2,58	7,13	69,45	565,92	255,93	821,85	165,89	5,83	6,65	428,56	87,68
2,67	7,90	68,69	551,23	274,53	825,77	166,90	5,82	6,65	445,07	87,57
2,75	8,70	67,89	534,08	293,16	827,24	165,96	5,86	6,48	456,38	90,49
2,83	9,53	67,05	517,54	311,81	829,35	167,84	5,81	6,66	475,56	87,23
2,92	10,40	66,19	501,56	330,48	832,03	167,76	5,83	6,59	489,29	88,58
3,00	11,30	65,28	486,07	349,16	835,23	167,99	5,85	6,97	503,98	83,92
3,08	13,21	63,38	461,53	397,02	858,55	172,69	5,85	6,97	532,45	83,92

(Fuente: propia)

3.6. Valores experimentales obtenidos a T ambiente 20°C y T agua 18°C

Tabla 17. Datos experimentales - T ambiente 20°C T agua 18°C.

Tiempo (h)	T condensador (°C)	Evaporador		T tanque (°C)	Velocidad formación de hielo (mm/h)	Temperatura Película fluido			Espesor (mm)
		T ingreso (°C)	T salida (°C)			sensor 1 (°C)	sensor 2 (°C)	sensor 3 (°C)	
0,00	22,5	19,55	20,53	18	0,00	19,06	20,53	19,06	0,0
0,02	23,0	10,26	20,04	17,5	0,00	14,66	20,04	19,06	0,0
0,03	24,6	1,47	19,55	17,3	0,00	13,20	18,57	20,04	0,0
0,05	25,0	-2,44	18,57	17,2	0,00	13,69	20,04	20,04	0,0
0,07	26,0	-3,42	18,57	16,8	0,00	11,24	19,55	20,53	0,0
0,08	27,3	-3,91	18,57	16,3	0,00	12,71	18,08	20,04	0,0
0,10	28,2	-4,40	18,57	16	0,00	12,22	20,04	19,55	0,0
0,12	29,3	-5,38	18,08	15,8	0,00	12,22	19,55	19,55	0,0
0,13	30,1	-6,35	18,57	15,7	0,00	12,22	18,08	18,57	0,0
0,15	30,9	-6,84	18,57	15,6	0,00	12,71	17,60	19,55	0,0
0,17	31,7	-9,29	18,57	15,5	0,00	11,73	18,08	19,06	0,0
0,18	31,8	-8,31	18,57	15,5	2,73	11,73	18,08	18,57	0,5
0,20	31,9	-8,80	19,55	15,3	2,50	12,71	18,08	18,57	0,5
0,22	32,0	-8,80	18,57	14,9	2,31	12,71	20,04	18,08	0,5
0,23	32,2	-9,29	18,57	14,9	2,14	11,73	16,62	19,06	0,5
0,25	32,5	-9,29	18,57	14,6	4,00	11,73	18,57	18,57	1,0
0,33	32,3	-8,80	17,60	14,1	4,50	12,20	17,11	17,60	1,5
0,42	32,4	-9,29	18,08	13,2	6,00	11,24	16,62	18,08	2,5
0,50	32,7	-8,80	17,11	12,2	7,00	9,78	17,11	17,11	3,5
0,58	32,8	-8,80	16,62	11,8	6,86	8,80	15,15	16,13	4,0
0,67	32,8	-8,80	16,13	11	6,75	7,33	15,64	17,11	4,5
0,75	32,9	-8,80	16,13	10,5	6,67	6,35	15,64	16,13	5,0
0,83	33,0	-8,80	15,15	9,9	6,60	5,38	14,17	15,64	5,5
0,92	32,8	-8,80	15,15	9,2	6,55	3,91	13,69	15,15	6,0
1,00	32,7	-10,26	15,15	8,2	6,50	2,93	13,69	13,69	6,5
1,08	32,8	-9,29	14,66	8	6,46	4,40	12,71	13,69	7,0
1,17	32,8	-9,29	14,17	7	6,86	2,93	12,22	13,20	8,0
1,25	33,0	-9,78	14,17	6,8	7,20	1,96	12,22	11,73	9,0
1,33	33,1	-5,38	12,71	6,2	7,13	0,98	11,73	12,71	9,5
1,42	33,0	-6,35	12,22	5,7	7,76	0,98	11,73	11,73	11,0
1,50	33,0	-6,35	11,24	5,4	8,00	0,44	10,26	11,24	12,0
1,58	32,7	-6,84	11,24	4,9	7,89	0,98	9,29	11,24	12,5
1,67	32,8	-6,84	9,78	4,7	8,10	0,98	8,31	10,75	13,5
1,75	32,8	-7,00	10,26	4,2	8,00	-0,98	9,29	11,24	14,0
1,83	32,9	-5,04	11,24	4,1	7,91	-1,44	9,29	10,26	14,5
1,92	33,0	-7,82	9,78	3,4	7,83	-2,44	7,33	8,80	15,0
2,00	33,0	-7,33	8,80	3,3	8,00	-2,44	6,35	8,80	16,0
2,08	33,1	-7,82	8,31	2,7	7,92	-2,93	5,38	7,82	16,5
2,17	33,2	-8,80	7,82	1,7	7,85	-3,42	3,91	7,82	17,0
2,25	33,0	-8,80	7,33	1,4	7,78	-3,42	1,47	7,33	17,5
2,33	32,9	-9,29	6,35	1,2	7,71	-3,91	1,47	6,35	18,0
2,42	33,0	-8,80	6,35	1,3	7,66	-3,91	1,47	5,87	18,5
2,50	33,0	-8,31	5,87	1,1	7,60	-4,89	0,49	5,87	19,0
2,58	33,1	-9,78	4,89	0,6	7,55	-5,38	0,49	6,35	19,5
2,67	33,2	-9,78	4,40	0,4	7,50	-4,89	-0,49	4,89	20,0
2,75	33,2	-9,29	4,40	0,2	7,64	-6,35	0,00	4,89	21,0
2,83	33,2	-9,78	4,40	0	7,76	-6,35	-1,96	3,91	22,0
2,92	33,2	-9,78	3,42	0	7,71	-7,33	-1,96	3,91	22,5
3,00	33,2	-10,26	2,93	-0,3	7,67	-6,35	-2,44	2,93	23,0
3,08	33,2	-9,78	2,44	-0,5	7,62	-7,33	-2,44	2,44	23,5

(Fuente: propia)

Tabla 18. Resultados experimentales - T ambiente 20°C T agua 18°C.

Tiempo (h)	masa hielo kg	masa agua kg	Q enfriar agua (W)	Q generar hielo (W)	Q total (W)	Potencia compresor (W)	COP	COP CARNOT	Energía consumida (W-h)	Eficiencia frigorífica (%)
0,00	0,00	76,58								
0,02	0,00	76,58	2686,85	0,00	2686,85	600,03	5,27	22,23	10,00	23,69
0,03	0,00	76,58	1880,79	0,00	1880,79	390,10	5,67	11,87	13,00	47,80
0,05	0,00	76,58	1432,98	0,00	1432,98	288,78	5,84	9,86	14,44	59,21
0,07	0,00	76,58	1612,11	0,00	1612,11	322,43	5,88	9,16	21,50	64,19
0,08	0,00	76,58	1827,06	0,00	1827,06	364,05	5,90	8,62	30,34	68,48
0,10	0,00	76,58	1791,23	0,00	1791,23	355,58	5,93	8,24	35,56	71,93
0,12	0,00	76,58	1688,87	0,00	1688,87	334,00	5,95	7,80	38,97	76,24
0,13	0,00	76,58	1544,94	0,00	1544,94	305,21	5,96	7,63	40,69	78,10
0,15	0,00	76,58	1432,98	0,00	1432,98	280,33	6,01	7,16	42,05	84,01
0,17	0,00	76,58	1343,42	0,00	1343,42	261,86	6,04	6,91	43,64	87,40
0,18	0,14	76,45	1219,07	70,59	1289,65	251,38	6,04	6,89	46,09	87,62
0,20	0,17	76,42	1206,42	78,12	1284,54	252,59	5,98	7,18	50,52	83,34
0,22	0,20	76,39	1278,11	84,64	1362,75	266,59	6,01	6,95	57,76	86,49
0,23	0,23	76,36	1186,35	90,36	1276,72	248,86	6,04	6,82	58,07	88,53
0,25	0,29	76,30	1213,46	106,69	1320,15	257,32	6,04	6,77	64,33	89,21
0,33	0,44	76,14	1041,79	123,58	1165,37	227,63	6,02	6,80	75,88	88,57
0,42	0,78	75,80	1021,20	174,26	1195,46	232,49	6,05	6,69	96,87	90,36
0,50	1,16	75,43	1023,23	214,37	1237,60	240,25	6,06	6,66	120,13	91,00
0,58	0,00	76,58	951,91	0,00	951,91	185,66	6,03	6,72	108,30	89,75
0,67	1,56	75,02	921,20	217,39	1138,58	221,50	6,05	6,69	147,67	90,35
0,75	1,78	74,80	874,80	219,97	1094,77	211,46	6,09	6,49	158,60	93,83
0,83	2,00	74,58	847,75	222,99	1070,74	207,27	6,08	6,48	172,72	93,86
0,92	2,24	74,35	834,66	226,32	1060,99	204,65	6,10	6,42	187,59	95,04
1,00	2,48	74,10	849,28	229,89	1079,17	208,90	6,08	6,51	208,90	93,40
1,08	2,73	73,85	829,14	233,64	1062,77	206,69	6,05	6,60	223,91	91,67
1,17	3,26	73,33	801,17	258,78	1059,96	206,37	6,04	6,63	240,76	91,11
1,25	3,82	72,77	776,08	283,10	1059,19	205,48	6,06	6,52	256,85	92,96
1,33	4,11	72,47	750,07	285,79	1035,86	201,62	6,04	6,51	268,83	92,88
1,42	5,04	71,54	726,42	329,86	1056,28	205,09	6,06	6,47	290,55	93,72
1,50	5,70	70,88	696,28	352,50	1048,79	204,10	6,05	6,48	306,15	93,28
1,58	6,05	70,54	682,48	354,11	1036,59	201,73	6,05	6,56	319,40	92,13
1,67	6,76	69,82	651,59	376,12	1027,71	200,69	6,02	6,55	334,49	92,04
1,75	7,13	69,45	640,48	377,80	1018,28	199,34	6,01	6,61	348,84	90,99
1,83	7,51	69,07	612,44	379,76	992,20	193,78	6,02	6,61	355,27	91,20
1,92	7,90	68,69	611,87	381,96	993,83	194,78	6,00	6,64	373,32	90,43
2,00	8,70	67,89	583,52	403,10	986,62	193,82	5,99	6,62	387,64	90,44
2,08	9,11	67,47	579,50	405,33	984,83	193,70	5,98	6,62	403,54	90,33
2,17	9,53	67,05	589,93	407,75	997,68	196,46	5,97	6,61	425,67	90,45
2,25	9,96	66,62	574,83	410,35	985,17	193,53	5,99	6,51	435,45	91,95
2,33	10,40	66,19	557,29	413,09	970,38	191,09	5,97	6,51	445,89	91,73
2,42	10,85	65,74	531,26	415,98	947,24	186,54	5,97	6,51	450,80	91,73
2,50	11,30	65,28	516,10	418,99	935,09	183,70	6,03	6,58	459,25	91,72
2,58	11,76	64,82	510,58	422,11	932,69	183,69	5,97	6,44	474,52	92,78
2,67	12,24	64,35	496,66	425,33	922,00	181,81	6,03	6,57	484,82	91,76
2,75	13,21	63,38	479,74	445,14	924,88	183,04	5,94	6,53	503,36	91,05
2,83	14,21	62,37	463,41	464,90	928,30	183,05	5,97	6,44	518,64	92,66
2,92	14,73	61,86	446,45	467,98	914,43	180,77	5,95	6,44	527,25	92,43
3,00	15,25	61,34	437,55	471,15	908,70	179,23	5,96	6,35	537,69	93,89
3,08	15,78	60,80	426,64	474,41	901,05	178,58	5,94	6,44	550,64	92,19

(Fuente: propia)

3.7. Valores experimentales obtenidos a T ambiente 21°C y T agua 19,4°C

Tabla 19. Datos experimentales - T ambiente 21°C T agua 19,4°C.

Tiempo (h)	T condensado (°C)	Evaporador		T tanque (°C)	Velocidad formación de hielo (mm/h)	Temperatura Película fluido			Espesor (mm)
		T ingreso (°C)	T salida (°C)			sensor 1 (°C)	sensor 2 (°C)	sensor 3 (°C)	
0,02	22,0	-3,42	17,6	19,4	0,00	14,66	19,06	19,06	0,0
0,03	23,0	-4,89	17,11	19,3	0,00	11,24	18,57	20,04	0,0
0,05	25,0	-4,89	17,6	19,2	0,00	10,26	20,04	19,55	0,0
0,07	27,0	-5,38	17,11	19,1	0,00	10,26	18,08	19,55	0,0
0,08	27,8	-5,38	16,13	19	0,00	10,75	18,57	19,55	0,0
0,10	28,6	-5,87	17,6	18,9	5,00	10,75	19,06	19,06	0,5
0,12	28,9	-5,38	17,6	18,9	4,29	10,26	18,57	19,06	0,5
0,13	28,6	-5,38	16,62	18,8	3,75	10,26	18,57	18,57	0,5
0,15	29,7	-5,87	16,13	18,7	3,33	10,26	18,57	18,57	0,5
0,17	29,8	-4,89	15,64	18,6	6,00	8,8	18,08	18,57	1,0
0,18	30,0	-5,38	15,64	18,5	5,45	9,78	18,57	18,08	1,0
0,20	30,2	-4,4	15,64	18,4	5,00	9,29	18,57	19,06	1,0
0,22	30,5	-4,4	16,13	18,3	6,92	7,82	16,62	18,08	1,5
0,23	30,8	-3,42	16,13	18,1	6,43	9,29	19,06	18,08	1,5
0,25	31,0	-5,87	14,66	17,9	8,00	8,31	17,11	17,11	2,0
0,33	30,9	-4,4	15,15	16,7	9,00	8,31	16,62	17,11	3,0
0,42	31,0	-4,89	14,17	15,6	8,40	6,35	13,2	16,62	3,5
0,50	30,9	-4,4	12,71	13,6	8,00	8,31	14,17	15,15	4,0
0,58	31,0	-5,87	12,71	13,4	6,86	6,35	16,13	16,62	4,0
0,67	30,9	-4,4	12,22	13,6	6,75	6,35	14,17	15,15	4,5
0,75	30,9	-5,38	11,73	12,6	6,67	4,4	13,2	14,17	5,0
0,83	31,0	-3,91	9,78	11	6,60	5,38	12,71	13,69	5,5
0,92	30,8	-5,38	10,26	10,5	6,55	3,42	11,73	13,69	6,0
1,00	30,5	-5,87	9,78	10,1	6,50	1,96	11,24	13,69	6,5
1,08	30,6	-4,89	9,29	9,3	6,46	2,44	10,26	11,73	7,0
1,17	31,1	-5,38	9,29	9,4	6,43	1,47	11,73	12,22	7,5
1,25	31,2	-6,84	7,33	8,7	7,20	0,98	8,31	10,75	9,0
1,33	31,2	-5,38	8,31	8,1	7,13	-0,98	8,8	9,78	9,5
1,42	31,2	-4,89	7,33	7,8	7,06	-0,98	6,84	9,29	10,0
1,50	31,3	-5,38	6,35	7,2	7,33	-2,93	5,87	8,8	11,0
1,58	31,5	-5,38	5,87	6,7	7,26	-3,42	4,4	8,31	11,5
1,67	31,5	-6,35	5,38	6,5	7,20	-3,91	3,42	8,31	12,0
1,75	31,7	-5,38	6,35	6	7,14	-3,91	3,42	7,82	12,5
1,83	31,8	-5,87	5,38	5,8	7,09	-4,4	3,91	7,82	13,0
1,92	31,9	-4,89	4,89	5,2	7,30	-3,91	0,98	7,33	14,0
2,00	32,0	-6,84	4,4	4,8	7,25	-3,42	-0,98	6,84	14,5
2,08	31,9	-4,89	4,4	3,2	7,20	-5,38	-1,47	6,35	15,0
2,17	31,9	-5,87	3,42	2,6	6,92	-5,87	0,49	4,4	15,0
2,25	31,8	-5,87	2,93	2,4	7,11	-5,38	-0,49	2,93	16,0
2,33	31,6	-6,84	2,44	2,5	6,86	-6,84	-3,91	4,4	16,0
2,42	31,4	-6,84	2,93	2,5	7,03	-6,35	-2,44	2,44	17,0
2,50	31,3	-6,35	2,93	2,5	7,00	-5,87	-2,93	2,44	17,5
2,58	31,3	-8,31	0,98	2,3	6,97	-6,35	0	0,49	18,0
2,67	31,2	-6,84	1,96	2	7,13	-6,84	-1,47	0,98	19,0
2,75	31,1	-6,84	1,47	1,9	7,09	-8,31	-2,44	0,98	19,5
2,83	31,0	-9,29	0,49	1,6	7,24	-7,33	-4,4	0	20,5
2,92	30,9	-7,82	1,47	1,3	7,20	-7,82	-3,42	0,98	21,0
3,00	30,8	-7,33	0,49	1,1	7,17	-7,82	-3,42	2,44	21,5
3,08	30,8	-6,84	0,98	1	7,30	-6,35	-2,93	0	22,5
3,17	30,8	-8,31	0,98	0,8	7,26	-8,8	-3,91	-0,98	23,0

(Fuente: propia)

Tabla 20. Resultados experimentales - T ambiente 21°C T agua 19,4°C.

Tiempo (h)	masa hielo kg	masa agua kg	Q enfriar agua (W)	Q generar hielo (W)	Q total (W)	Potencia compresor (W)	COP	COP CARNOT	Energía consumida (W-h)	Eficiencia frigorífica (%)
0,02	0,00	76,58								
0,03	0,00	76,58	537,37	0,00	537,37	113,16	5,94	10,20	3,77	58,17
0,05	0,00	76,58	537,37	0,00	537,37	113,28	5,93	9,14	5,66	64,90
0,07	0,00	76,58	537,37	0,00	537,37	112,45	5,97	8,55	7,50	69,83
0,08	0,00	76,58	537,37	0,00	537,37	112,70	5,96	8,20	9,39	72,67
0,10	0,14	76,45	536,39	129,41	665,80	139,60	5,96	8,01	13,96	74,47
0,12	0,17	76,42	459,59	133,92	593,51	124,87	5,94	7,93	14,57	74,88
0,13	0,20	76,39	468,98	137,54	606,52	127,53	5,94	8,01	17,00	74,26
0,15	0,23	76,36	476,24	140,56	616,81	129,35	5,96	7,75	19,40	76,90
0,17	0,29	76,30	481,82	160,03	641,85	134,75	5,95	7,61	22,46	78,27
0,18	0,32	76,27	486,49	160,98	647,47	135,93	5,95	7,56	24,92	78,71
0,20	0,38	76,20	490,14	176,45	666,59	139,95	5,95	7,52	27,99	79,16
0,22	0,44	76,14	493,15	190,12	683,28	144,15	5,93	7,46	31,23	79,44
0,23	0,54	76,04	533,56	215,51	749,07	156,31	5,99	7,40	36,47	80,98
0,25	0,61	75,98	568,63	226,02	794,65	167,21	5,94	7,25	41,80	81,99
0,33	0,97	75,62	742,83	268,50	1011,3	214,14	5,90	7,26	71,38	81,26
0,42	1,16	75,43	825,64	257,24	1082,8	229,81	5,89	7,25	95,75	81,30
0,50	1,36	75,23	1038,12	251,32	1289,4	274,58	5,87	7,26	137,29	80,80
0,58	1,48	75,11	918,47	235,07	1153,5	244,73	5,89	7,25	142,76	81,32
0,67	1,56	75,02	776,44	217,39	993,82	211,09	5,89	7,38	140,73	79,78
0,75	1,78	74,80	804,82	219,97	1024,7	217,92	5,88	7,38	163,44	79,69
0,83	2,00	74,58	889,61	222,99	1112,6	237,44	5,86	7,25	197,86	80,85
0,92	2,24	74,35	853,63	226,32	1079,9	230,47	5,86	7,28	211,26	80,41
1,00	2,48	74,10	814,62	229,89	1044,5	222,33	5,87	7,34	222,33	79,95
1,08	2,73	73,85	813,19	233,64	1046,8	223,09	5,87	7,32	241,69	80,08
1,17	2,99	73,60	745,08	237,53	982,61	210,20	5,84	7,34	245,23	79,65
1,25	3,82	72,77	735,24	283,10	1018,3	215,94	5,89	7,00	269,93	84,25
1,33	4,11	72,47	724,65	285,79	1010,4	216,68	5,83	7,32	288,90	79,68
1,42	4,41	72,17	697,06	288,71	985,77	212,72	5,79	7,43	301,35	77,98
1,50	5,04	71,54	686,06	311,54	997,60	214,99	5,80	7,30	322,49	79,50
1,58	5,37	71,22	673,28	314,30	987,58	213,10	5,79	7,26	337,41	79,83
1,67	5,70	70,88	646,55	317,25	963,80	206,69	5,83	7,04	344,48	82,74
1,75	6,05	70,54	636,34	320,38	956,72	206,19	5,80	7,22	360,82	80,36
1,83	6,40	70,18	613,33	323,66	936,99	201,68	5,81	7,09	369,74	81,90
1,92	7,13	69,45	605,97	344,95	950,92	203,42	5,84	6,87	389,89	85,05
2,00	7,51	69,07	593,72	348,11	941,83	201,73	5,84	6,85	403,47	85,16
2,08	7,90	68,69	628,47	351,40	979,87	211,45	5,79	7,07	440,52	81,90
2,17	8,29	68,29	622,93	354,81	977,74	211,54	5,78	7,07	458,34	81,69
2,25	8,70	67,89	603,37	358,31	961,68	208,34	5,77	7,09	468,77	81,36
2,33	9,11	67,47	574,90	361,90	936,80	201,70	5,81	6,92	470,64	83,85
2,42	9,53	67,05	551,61	365,57	917,18	197,22	5,81	6,96	476,62	83,52
2,50	9,96	66,62	529,81	369,31	899,12	194,07	5,79	7,08	485,17	81,77
2,58	10,40	66,19	515,34	373,12	888,46	191,53	5,80	6,98	494,80	83,09
2,67	11,30	65,28	501,02	392,80	893,83	192,70	5,80	7,00	513,87	82,87
2,75	11,76	64,82	485,15	396,53	881,68	190,34	5,83	7,16	523,42	81,40
2,83	12,72	63,87	471,86	416,04	887,91	191,53	5,79	6,94	542,68	83,50
2,92	13,21	63,38	462,49	419,70	882,20	189,02	5,83	6,85	551,32	85,18
3,00	13,70	62,88	451,02	423,43	874,44	188,57	5,80	6,97	565,71	83,19
3,08	14,73	61,86	434,05	442,68	876,73	189,52	5,83	7,14	584,36	81,63
3,17	15,25	61,34	423,58	446,35	869,93	185,95	5,85	6,77	588,85	81,67

(Fuente: propia)

3.8. Valores experimentales obtenidos a T ambiente 20°C y T agua 17°C

Los datos fueron obtenidos mediante convección forzada en el agua .

Tabla 21. Datos experimentales - T ambiente 20°C T agua 17°C.

Tiempo (h)	T condensador (°C)	Evaporador		T tanque (°C)	Velocidad formación de hielo (mm/h)	Temperatura Película fluido			Espesor (mm)
		T ingreso (°C)	T salida (°C)			sensor 1 (°C)	sensor 2 (°C)	sensor 3 (°C)	
0,00	22	17,11	15,15	17,0	0,00	14,66	16,13	14,66	0,0
0,02	24	-4,89	13,2	15,8	0,00	12,22	15,64	15,64	0,0
0,03	26	-7,33	14,17	15,7	0,00	9,78	14,66	15,64	0,0
0,05	28	-8,31	14,66	15,6	0,00	9,78	14,66	14,66	0,0
0,07	29,7	-8,31	15,15	15,6	0,00	11,73	13,69	14,66	0,0
0,08	30,2	-7,82	14,66	15,5	0,00	7,82	13,69	14,17	0,0
0,10	30,6	-8,31	15,64	15,4	0,00	10,26	14,66	15,15	0,0
0,12	31	-7,82	14,17	15,2	0,00	8,31	15,15	14,17	0,0
0,13	31,3	-7,82	13,69	15,0	0,00	9,78	14,17	15,15	0,0
0,15	31,3	-8,31	15,64	15,0	0,00	7,82	14,66	13,69	0,0
0,17	31,7	-7,82	15,15	14,9	0,00	9,78	13,2	13,2	0,0
0,18	32	-7,33	14,17	14,6	0,00	8,8	11,73	12,71	0,0
0,20	32	-6,84	14,17	14,4	0,00	8,8	12,71	12,71	0,0
0,22	32,1	-7,33	14,17	14,2	0,00	8,31	12,71	14,66	0,0
0,23	32,4	-6,84	12,71	14,0	0,00	9,29	12,71	12,71	0,0
0,25	32,5	-6,35	12,71	13,6	0,00	7,82	14,17	11,73	0,0
0,33	32,6	-7,33	12,22	13,1	0,00	7,82	11,24	12,71	0,0
0,42	33,2	-6,84	13,69	12,5	1,20	7,82	11,24	12,71	0,5
0,50	33,3	-7,33	12,22	11,8	2,00	7,33	11,73	10,75	1,0
0,58	33,7	-6,84	11,24	11,1	1,71	5,38	9,29	10,75	1,0
0,67	33,7	-6,84	12,22	10,3	1,50	5,38	7,82	8,8	1,0
0,75	33,8	-7,33	12,22	9,6	2,00	3,91	9,29	9,29	1,5
0,83	33,8	-6,35	12,22	8,9	1,80	2,44	8,8	7,82	1,5
0,92	33,9	-7,33	10,26	8,2	1,64	4,4	9,78	9,29	1,5
1,00	34,2	-7,33	9,78	7,5	2,00	2,93	8,8	8,31	2,0
1,08	34,3	-7,82	9,78	6,8	1,85	0	8,8	6,84	2,0
1,17	34,1	-7,33	7,82	6,2	1,71	-0,98	3,91	4,89	2,0
1,25	34,1	-7,33	7,33	5,6	2,00	-0,98	4,89	3,42	2,5
1,33	34,3	-7,82	6,35	5,0	2,25	-1,96	4,4	4,89	3,0
1,42	34,1	-6,84	6,35	4,5	2,26	-2,93	2,93	1,96	3,2
1,50	33,7	-8,31	5,87	4,0	2,33	-3,91	2,93	3,42	3,5
1,58	33,7	-8,31	5,87	3,2	2,53	-2,93	2,44	2,44	4,0
1,67	33,7	-8,31	5,38	2,8	3,00	-3,42	0	1,47	5,0
1,75	33,8	-8,31	5,87	2,2	3,43	-3,91	0	0,49	6,0
1,83	33,8	-8,31	3,42	1,8	3,82	-4,89	-0,98	-0,98	7,0
1,92	33,7	-7,82	5,38	1,5	4,17	-3,91	-0,98	0	8,0
2,00	33,4	-9,29	3,42	1,1	4,50	-6,35	-1,47	-0,49	9,0
2,08	33,2	-8,8	3,91	0,8	4,80	-5,87	-0,49	-2,44	10,0
2,17	33,1	-8,8	1,96	0,5	5,08	-6,35	-2,44	-2,44	11,0
2,25	32,8	-9,78	3,42	0,3	5,33	-7,33	-2,44	-1,47	12,0
2,33	32,9	-8,8	2,44	0,1	5,79	-7,33	-2,93	-3,42	13,5
2,42	32,8	-9,78	2,93	0,0	6,00	-6,84	-3,42	-2,44	14,5
2,50	32,6	-10,26	2,93	0,0	6,00	-7,82	-3,91	-3,91	15,0
2,58	32,5	-9,29	0,98	0,0	6,00	-6,84	-3,91	-2,44	15,5
2,67	32,5	-10,26	1,47	0,0	6,19	-7,82	-3,91	-3,42	16,5
2,75	32,2	-9,29	0,98	0,0	6,18	-8,8	-3,91	-3,91	17,0
2,83	32,3	-8,8	1,47	0,0	6,35	-8,8	-3,91	-3,91	18,0
2,92	32,2	-10,26	1,47	0,0	6,51	-8,31	-4,89	-4,4	19,0
3,00	32,3	-9,78	1,47	0,0	6,67	-8,31	-4,89	-4,4	20,0
3,08	32,2	-9,78	1,47	0,0	6,65	-8,31	-4,89	-4,4	20,5
3,17	32,1	-9,78	1,47	0,0	6,63	-8,31	-4,89	-4,4	21,0

(Fuente: propia)

Tabla 22. Resultados experimentales - T ambiente 20°C y T agua 17°C.

Tiempo (h)	masa hielo kg	masa agua kg	Q enfriar agua (W)	Q generar hielo (W)	Q total (W)	Potencia compresor (W)	COP	COP CARNOT	Energía consumida (W-h)	Eficiencia frigorífica (%)
0,00	0,00	76,58			0,00					
0,02	0,00	76,58	2149,48	0,00	2149,48	457,20	5,88	9,28	7,79	63,32
0,03	0,00	76,58	1880,79	0,00	1880,79	391,89	6,00	7,97	13,40	75,26
0,05	0,00	76,58	1791,23	0,00	1791,23	370,13	6,05	7,29	19,01	82,98
0,07	0,00	76,58	1612,11	0,00	1612,11	332,75	6,06	6,96	22,85	86,97
0,08	0,00	76,58	1504,63	0,00	1504,63	312,03	6,03	6,97	26,84	86,42
0,10	0,00	76,58	1432,98	0,00	1432,98	295,46	6,06	6,80	30,55	89,12
0,12	0,00	76,58	1381,81	0,00	1381,81	286,88	6,02	6,83	34,64	88,14
0,13	0,00	76,58	1343,42	0,00	1343,42	279,21	6,01	6,78	38,56	88,73
0,15	0,00	76,58	1194,15	0,00	1194,15	246,21	6,06	6,68	38,43	90,72
0,17	0,00	76,58	1128,48	0,00	1128,48	233,77	6,03	6,71	40,63	89,93
0,18	0,00	76,58	1172,44	0,00	1172,44	244,29	6,00	6,75	46,62	88,81
0,20	0,00	76,58	1164,30	0,00	1164,30	243,48	5,98	6,85	50,70	87,23
0,22	0,00	76,58	1157,41	0,00	1157,41	241,16	6,00	6,74	54,42	89,04
0,23	0,00	76,58	1151,51	0,00	1151,51	241,62	5,96	6,78	58,71	87,83
0,25	0,00	76,58	1218,04	0,00	1218,04	256,52	5,94	6,86	66,63	86,48
0,33	0,00	76,58	1047,87	0,00	1047,87	219,32	5,97	6,65	76,44	89,76
0,42	0,14	76,45	965,50	31,06	996,56	208,63	5,97	6,65	91,10	89,82
0,50	0,29	76,30	927,94	53,34	981,28	205,39	5,97	6,54	107,69	91,34
0,58	0,35	76,24	901,72	55,52	957,24	201,55	5,94	6,57	123,41	90,42
0,67	0,38	76,20	895,62	52,93	948,55	199,26	5,95	6,57	139,51	90,63
0,75	0,44	76,14	878,55	54,92	933,47	195,38	5,97	6,46	154,03	92,46
0,83	0,51	76,08	864,75	56,67	921,42	194,28	5,93	6,64	170,23	89,27
0,92	0,54	76,04	853,70	54,86	908,56	191,05	5,94	6,44	184,30	92,25
1,00	0,61	75,98	844,06	56,51	900,57	189,59	5,94	6,40	199,59	92,82
1,08	0,68	75,91	835,79	58,02	893,81	187,48	5,96	6,30	213,94	94,66
1,17	0,71	75,87	821,37	56,63	878,00	185,73	5,91	6,41	228,35	92,15
1,25	0,78	75,80	808,45	58,09	866,53	183,53	5,90	6,41	241,91	92,04
1,33	0,97	75,62	795,89	67,13	863,02	182,56	5,91	6,30	256,75	93,86
1,42	1,04	75,54	779,51	68,10	847,61	180,64	5,87	6,50	270,07	90,22
1,50	1,16	75,43	764,48	71,46	835,94	176,40	5,92	6,30	279,60	94,01
1,58	1,36	75,23	766,78	79,36	846,15	178,56	5,92	6,30	298,55	94,01
1,67	1,78	74,80	745,33	98,99	844,32	178,39	5,92	6,30	313,99	93,90
1,75	2,24	74,35	735,30	118,55	853,85	180,18	5,92	6,29	332,82	94,24
1,83	2,73	73,85	716,07	138,06	854,13	181,39	5,89	6,29	350,87	93,64
1,92	3,26	73,33	693,48	157,52	851,00	180,47	5,89	6,39	365,06	92,29
2,00	3,82	72,77	676,52	176,94	853,46	179,92	5,93	6,45	379,84	91,87
2,08	4,41	72,17	656,31	196,32	852,63	180,17	5,92	6,29	396,19	94,04
2,17	5,04	71,54	637,15	215,68	852,83	181,14	5,89	6,31	414,14	93,33
2,25	5,70	70,88	615,23	235,00	850,24	178,59	5,95	6,18	424,32	96,27
2,33	6,76	69,82	591,40	268,66	860,06	182,44	5,89	6,34	449,04	93,01
2,42	7,51	69,07	568,23	288,09	856,32	180,10	5,94	6,18	459,40	96,15
2,50	7,90	68,69	546,21	292,84	839,05	175,84	5,96	6,13	464,59	97,30
2,58	8,29	68,29	525,55	297,58	823,13	174,65	5,89	6,31	477,02	93,36
2,67	9,11	67,47	503,04	316,66	819,70	172,44	5,94	6,14	486,52	96,70
2,75	9,53	67,05	484,75	321,26	806,01	171,02	5,89	6,36	497,80	92,69
2,83	10,40	66,19	464,41	340,19	804,60	171,12	5,88	6,43	513,18	91,43
2,92	11,30	65,28	444,99	359,13	804,12	169,17	5,94	6,19	522,57	96,02
3,00	12,24	64,35	426,43	378,07	804,50	169,85	5,93	6,39	539,55	92,74
3,08	12,72	63,87	411,80	382,31	794,11	167,66	5,92	6,27	547,78	94,43
3,17	13,21	63,38	397,89	386,57	784,46	165,62	5,92	6,29	556,13	90,70

(Fuente: propia)

3.9 Valores experimentales obtenidos en un tiempo de funcionamiento de 6 horas

Tabla 23. Datos experimentales - T ambiente 21°C T agua 19,4°C Tiempo 5,92 horas.

Tiempo (h)	T condensador (°C)	T tanque (°C)	Espesor (mm)	Velocidad formación de hielo (mm/h)	Tiempo (h)	T condensador (°C)	T tanque (°C)	Espesor (mm)	Velocidad formación de hielo (mm/h)		
15h20	0,00	21,00	19,40	0,00	-	17h50	2,50	31,30	2,50	17,50	7,00
15h21	0,02	22,00	19,40	0,00	-	17h55	2,58	31,30	2,30	18,00	6,97
15h22	0,03	23,00	19,30	0,00	-	18h00	2,67	31,20	2,00	19,00	7,13
15h23	0,05	25,00	19,20	0,00	-	18h05	2,75	31,10	1,90	19,50	7,09
15h24	0,07	27,00	19,10	0,00	-	18h10	2,83	31,00	1,60	20,50	7,24
15h25	0,08	27,80	19,00	0,00	-	18h15	2,92	30,90	1,30	21,00	7,20
15h26	0,10	28,60	18,90	0,50	5,00	18h20	3,00	30,80	1,10	21,50	7,17
15h27	0,12	28,90	18,90	0,60	5,14	18h25	3,08	30,80	1,00	22,50	7,30
15h28	0,13	28,60	18,80	0,70	5,25	18h30	3,17	30,80	0,80	23,00	7,26
15h29	0,15	29,70	18,70	0,80	5,33	18h35	3,25	30,70	0,70	24,00	7,38
15h30	0,17	29,80	18,60	1,00	6,00	18h40	3,33	30,70	0,60	24,50	7,35
15h31	0,18	30,00	18,50	1,10	6,00	18h45	3,42	29,70	0,50	25,00	7,32
15h32	0,20	30,20	18,40	1,30	6,50	18h50	3,50	29,30	0,40	25,00	7,14
15h33	0,22	30,50	18,30	1,50	6,92	18h55	3,58	29,20	0,20	26,00	7,26
15h34	0,23	30,80	18,10	1,80	7,71	19h00	3,67	29,20	0,10	27,00	7,36
15h35	0,25	31,00	17,90	2,00	8,00	19h05	3,75	29,10	0,10	28,00	7,47
15h40	0,33	30,90	16,70	3,00	9,00	19h10	3,83	28,80	0,00	28,50	7,43
15h45	0,42	31,00	15,60	3,50	8,40	19h15	3,92	28,80	0,00	28,50	7,28
15h50	0,50	30,90	13,60	4,00	8,00	19h20	4,00	28,80	-0,10	29,50	7,37
15h55	0,58	31,00	13,40	4,30	7,37	19h25	4,08	28,80	-0,10	29,50	7,22
16h00	0,67	30,90	13,60	4,50	6,75	19h30	4,17	29,30	0,00	30,00	7,20
16h05	0,75	30,90	12,60	5,00	6,67	19h35	4,25	29,70	0,00	31,00	7,29
16h10	0,83	31,00	11,00	5,50	6,60	19h40	4,33	29,90	-0,10	32,00	7,38
16h15	0,92	30,80	10,50	6,00	6,55	19h45	4,42	29,90	-0,10	32,00	7,25
16h20	1,00	30,50	10,10	6,50	6,50	19h50	4,50	30,00	-0,10	32,50	7,22
16h25	1,08	30,60	9,30	7,00	6,46	19h55	4,58	29,90	-0,10	33,00	7,20
16h30	1,17	31,10	9,40	7,50	6,43	20h00	4,67	29,90	-0,10	33,50	7,18
16h35	1,25	31,20	8,70	9,00	7,20	20h05	4,75	29,90	-0,20	34,00	7,16
16h40	1,33	31,20	8,10	9,50	7,13	20h10	4,83	29,90	-0,20	34,00	7,03
16h45	1,42	31,20	7,80	10,00	7,06	20h15	4,92	29,90	-0,20	35,00	7,12
16h50	1,50	31,30	7,20	11,00	7,33	20h20	5,00	29,90	-0,20	35,00	7,00
16h55	1,58	31,50	6,70	11,50	7,26	20h25	5,08	29,90	-0,20	35,50	6,98
17h00	1,67	31,50	6,50	12,00	7,20	20h30	5,17	29,80	-0,30	35,50	6,87
17h05	1,75	31,70	6,00	12,50	7,14	20h35	5,25	29,80	-0,30	35,70	6,80
17h10	1,83	31,80	5,80	13,00	7,09	20h40	5,33	29,80	-0,30	36,00	6,75
17h15	1,92	31,90	5,20	14,00	7,30	20h45	5,42	29,80	-0,40	36,00	6,65
17h20	2,00	32,00	4,80	14,50	7,25	20h50	5,50	29,80	-0,40	36,50	6,64
17h25	2,08	31,90	3,20	15,00	7,20	20h55	5,58	29,70	-0,40	37,00	6,63
17h30	2,17	31,90	2,60	15,50	7,15	21h00	5,67	29,70	-0,50	37,00	6,53
17h35	2,25	31,80	2,40	16,00	7,11	21h05	5,75	29,80	-0,50	37,50	6,52
17h40	2,33	31,60	2,50	16,50	7,07	21h10	5,83	29,80	-0,50	37,50	6,43
17h45	2,42	31,40	2,50	17,00	7,03	21h15	5,92	29,80	-0,50	37,50	6,34

(Fuente: propia)

Tabla 24. Resultados experimentales - T ambiente 21°C T agua 19,4°C Tiempo 5,92 horas.

Tiempo (h)	T. Condensador (°C)	Evaporador		T. tanque (°C)	Velocidad formación de hielo (mm/h)	Temperatura de película del fluido			Espesor (mm)	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)
		T. ingreso (°C)	T. salida (°C)			sensor 1 (°C)	sensor 2 (°C)	sensor 3 (°C)				
8,5	21,00		17,60	19,40		19,40	19,40	19,40	0,00	373,65	404,17	231,62
0,08	27,80	-4,89	16,13	19,00		10,75	18,57	19,55	0,00	373,06	403,58	240,66
0,17	29,80	-5,38	15,64	18,60	6,00	8,80	18,08	18,57	1,00	372,86	403,38	243,77
0,25	31,00	-5,87	14,66	17,90	8,00	8,31	17,11	17,11	2,00	372,46	402,98	245,64
0,33	30,90	-5,87	15,15	16,70	9,00	8,31	16,62	17,11	3,00	372,66	403,18	245,48
0,42	31,00	-5,87	14,17	15,60	8,40	6,35	13,20	16,62	3,50	372,25	402,77	245,64
0,50	30,90	-5,87	12,71	13,60	8,00	8,31	14,17	15,15	4,00	371,64	402,16	245,48
0,58	31,00	-5,87	12,71	13,40	7,37	6,35	16,13	16,62	4,30	371,64	402,16	245,64
0,67	30,90	-5,38	12,22	13,60	6,75	6,35	14,17	15,15	4,50	371,43	401,95	245,48
0,75	30,90	-5,38	11,73	12,60	6,67	4,40	13,20	14,17	5,00	371,22	401,74	245,48
0,83	31,00	-5,87	10,26	11,00	6,60	5,38	12,71	13,69	5,50	370,59	401,11	245,64
0,92	30,80	-5,87	10,26	10,50	6,55	3,42	11,73	13,69	6,00	370,59	401,11	245,33
1,00	30,50	-5,87	9,78	10,10	6,50	1,96	11,24	13,69	6,50	370,38	400,90	244,86
1,08	30,60	-5,87	9,29	9,30	6,46	2,44	10,26	11,73	7,00	370,16	400,68	245,02
1,17	31,10	-5,38	9,29	9,40	6,43	1,47	11,73	12,22	7,50	370,16	400,68	245,80
1,25	31,20	-6,84	8,33	8,70	7,20	0,98	8,31	10,75	9,00	369,73	400,25	245,95
1,33	31,20	-5,38	8,31	8,10	7,13	-0,98	8,80	9,78	9,50	369,72	400,24	245,95
1,42	31,20	-4,89	7,33	7,80	7,06	-0,98	6,84	9,29	10,00	369,28	399,80	245,95
1,50	31,30	-5,38	6,35	7,20	7,33	-2,93	5,87	8,80	11,00	368,84	399,36	246,11
1,58	31,50	-5,38	5,87	6,70	7,26	-3,42	4,40	8,31	11,50	368,62	399,14	246,42
1,67	31,50	-6,35	5,38	6,50	7,20	-3,91	3,42	8,31	12,00	368,39	398,91	246,42
1,75	31,70	-5,38	6,35	6,00	7,14	-3,91	3,42	7,82	12,50	368,84	399,36	246,73
1,83	31,80	-5,87	5,38	5,80	7,09	-4,40	3,91	7,82	13,00	368,39	398,91	246,89
1,92	31,90	-6,84	4,89	5,20	7,30	-3,91	0,98	7,33	14,00	368,16	398,69	247,04
2,00	32,00	-6,84	4,40	4,80	7,25	-3,42	-0,98	6,84	14,50	367,94	398,46	247,20
2,08	31,90	-5,87	4,40	3,20	7,20	-5,38	-1,47	6,35	15,00	367,94	398,46	247,04
2,17	31,90	-5,87	3,42	2,60	7,15	-5,87	0,49	4,40	15,50	367,48	398,00	247,04
2,25	31,80	-5,87	2,93	2,40	7,11	-5,38	-0,49	2,93	16,00	367,24	397,76	246,89
2,33	31,60	-6,84	2,44	2,50	7,07	-6,84	-3,91	4,40	16,50	367,01	397,53	246,57
2,42	31,40	-6,84	2,93	2,50	7,03	-6,35	-2,44	2,44	17,00	367,24	397,76	246,26
2,50	31,30	-6,35	2,93	2,50	7,00	-5,87	-2,93	2,44	17,50	367,24	397,76	246,11
2,58	31,30	-6,84	1,98	2,30	6,97	-6,35	0,00	0,49	18,00	366,79	397,31	246,11
2,67	31,20	-6,84	1,96	2,00	7,13	-6,84	-1,47	0,98	19,00	366,78	397,30	245,95
2,75	31,10	-6,84	1,47	1,90	7,09	-8,31	-2,44	0,98	19,50	366,54	397,07	245,80
2,83	31,00	-7,29	0,49	1,60	7,24	-7,33	-4,40	0,00	20,50	366,07	396,59	245,64
2,92	30,90	-7,82	1,47	1,30	7,20	-7,82	-3,42	0,98	21,00	366,54	397,07	245,48
3,00	30,80	-7,33	0,49	1,10	7,17	-7,82	-3,42	2,44	21,50	366,07	396,59	245,33
3,08	30,80	-6,84	0,98	1,00	7,30	-6,35	-2,93	0,00	22,50	366,31	396,83	245,33
3,17	30,80	-8,31	0,98	0,80	7,26	-8,80	-3,91	-0,98	23,00	366,31	396,83	245,33
3,25	30,70	-8,31	0,98	0,70	7,38	-8,31	-3,91	0,00	24,00	366,31	396,83	245,17
3,33	30,70	-8,82	0,98	0,60	7,35	-8,31	-3,91	0,00	24,50	366,31	396,83	245,17
3,42	29,70	-8,80	0,49	0,50	7,32	-8,31	-3,91	-0,49	25,00	366,07	396,59	243,61
4,00	28,80	-9,20	-2,50	-0,10	7,37	-8,72	-4,50	-1,00	29,50	364,59	395,11	242,21
5,00	29,90	-9,80	-5,10	-0,20	7,00	-9,30	-5,50	-1,50	35,00	363,26	393,78	243,93
5,83	29,80	-10,50	-8,00	-0,50	6,43	-9,80	-6,00	-2,00	37,50	361,74	392,26	243,77

(Fuente: propia)

Tabla 25. Resultados experimentales - T ambiente 21°C T agua 19,4°C Tiempo 5,92 horas.
(continuación)

Tiempo (h)	h4 (kJ/kg)	Masa hielo (kg)	Masa agua (kg)	Q. enfriar agua (W)	Q. generar hielo (W)	Q. total (W)	Masa ref. (kg/s)	Trabajo compresor (W)	Energía consumida (Wh)	COP	COP CARNOT	E. frig. (%)
0,00	194,51	0,00	76,58	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-	-
0,08	191,15	0,00	76,58	537,37	0,00	537,37	0,00	112,70	9,39	5,96	8,20	72,67
0,17	191,15	0,29	76,30	481,82	160,03	641,85	0,00	134,75	22,46	5,95	7,61	78,27
0,25	191,15	0,61	75,98	568,63	226,02	794,65	0,00	167,21	41,80	5,94	7,25	81,99
0,33	192,49	0,97	75,62	742,83	268,50	1011,34	0,01	214,14	71,38	5,90	7,26	81,26
0,42	192,49	1,16	75,43	825,64	257,24	1082,88	0,01	229,81	95,75	5,89	7,25	81,30
0,50	192,49	1,36	75,23	1038,12	251,32	1289,44	0,01	274,58	137,29	5,87	7,26	80,80
0,58	191,82	1,48	75,11	918,47	235,07	1153,54	0,01	244,73	142,76	5,89	7,25	81,32
0,67	191,82	1,56	75,02	776,44	217,39	993,82	0,01	211,09	140,73	5,89	7,38	79,78
0,75	191,82	1,78	74,80	804,82	219,97	1024,79	0,01	217,92	163,44	5,88	7,38	79,69
0,83	191,82	2,00	74,58	889,61	222,99	1112,61	0,01	237,44	197,86	5,86	7,25	80,85
0,92	191,82	2,24	74,35	853,63	226,32	1079,96	0,01	230,47	211,26	5,86	7,28	80,41
1,00	191,15	2,48	74,10	814,62	229,89	1044,50	0,01	222,33	222,33	5,87	7,34	79,95
1,08	191,15	2,73	73,85	813,19	233,64	1046,83	0,01	223,09	241,69	5,87	7,32	80,08
1,17	191,82	2,99	73,60	745,08	237,53	982,61	0,01	210,20	245,23	5,84	7,34	79,65
1,25	189,83	3,82	72,77	735,24	283,10	1018,34	0,01	215,94	269,93	5,89	7,00	84,25
1,33	191,82	4,11	72,47	724,65	285,79	1010,44	0,01	216,68	288,90	5,83	7,32	79,68
1,42	192,49	4,41	72,17	697,06	288,71	985,77	0,01	212,72	301,35	5,79	7,43	77,98
1,50	191,82	5,04	71,54	686,06	311,54	997,60	0,01	214,99	322,49	5,80	7,30	79,50
1,58	191,82	5,37	71,22	673,28	314,30	987,58	0,01	213,10	337,41	5,79	7,26	79,83
1,67	190,49	5,70	70,88	646,55	317,25	963,80	0,01	206,69	344,48	5,83	7,04	82,74
1,75	191,82	6,05	70,54	636,34	320,38	956,72	0,01	206,19	360,82	5,80	7,22	80,36
1,83	191,15	6,40	70,18	613,33	323,66	936,99	0,01	201,68	369,74	5,81	7,09	81,90
1,92	189,83	7,13	69,45	605,97	344,95	950,92	0,01	203,42	389,89	5,84	6,87	85,05
2,00	189,83	7,51	69,07	593,72	348,11	941,83	0,01	201,73	403,47	5,84	6,85	85,16
2,08	191,15	7,90	68,69	628,47	351,40	979,87	0,01	211,45	440,52	5,79	7,07	81,90
2,17	191,15	8,29	68,29	622,93	354,81	977,74	0,01	211,54	458,34	5,78	7,07	81,69
2,25	191,15	8,70	67,89	603,37	358,31	961,68	0,01	208,34	468,77	5,77	7,09	81,36
2,33	189,83	9,11	67,47	574,90	361,90	936,80	0,01	201,70	470,64	5,81	6,92	83,85
2,42	189,83	9,53	67,05	551,61	365,57	917,18	0,01	197,22	476,62	5,81	6,96	83,52
2,50	190,49	9,96	66,62	529,81	369,31	899,12	0,01	194,07	485,17	5,79	7,08	81,77
2,58	189,83	10,40	66,19	515,34	373,12	888,46	0,01	191,53	494,80	5,80	6,98	83,09
2,67	189,83	11,30	65,28	501,02	392,80	893,83	0,01	192,70	513,87	5,80	7,00	82,87
2,75	189,83	11,76	64,82	485,15	396,53	881,68	0,00	190,34	523,42	5,83	7,16	81,40
2,83	189,21	12,72	63,87	471,86	416,04	887,91	0,01	191,53	542,68	5,79	6,94	83,50
2,92	188,49	13,21	63,38	462,49	419,70	882,20	0,00	189,02	551,32	5,83	6,85	85,18
3,00	189,16	13,70	62,88	451,02	423,43	874,44	0,00	188,57	565,71	5,80	6,97	83,19
3,08	189,83	14,73	61,86	434,05	442,68	876,73	0,00	189,52	584,36	5,83	7,14	81,63
3,17	187,83	15,25	61,34	423,58	446,35	869,93	0,00	185,95	588,85	5,85	6,77	81,67
3,25	187,83	16,32	60,26	407,67	465,49	873,16	0,00	186,64	606,59	5,85	6,79	86,19
3,33	187,14	16,87	59,71	395,95	469,12	865,07	0,00	184,20	614,00	5,87	6,68	87,82
3,42	187,17	17,43	59,16	384,72	472,80	857,52	0,00	182,86	624,78	5,86	6,86	85,42
4,00	186,63	22,83	53,76	308,04	529,02	837,05	0,00	179,44	717,77	5,83	6,94	83,99
5,00	185,82	30,37	46,22	212,95	562,99	775,94	0,00	166,83	834,13	5,81	6,63	87,70
5,83	184,88	34,14	42,45	170,20	542,44	712,64	0,00	153,72	896,69	5,79	6,51	88,97

(Fuente: propia)

3.10. Evidencia fotográfica del proceso de formación de hielo

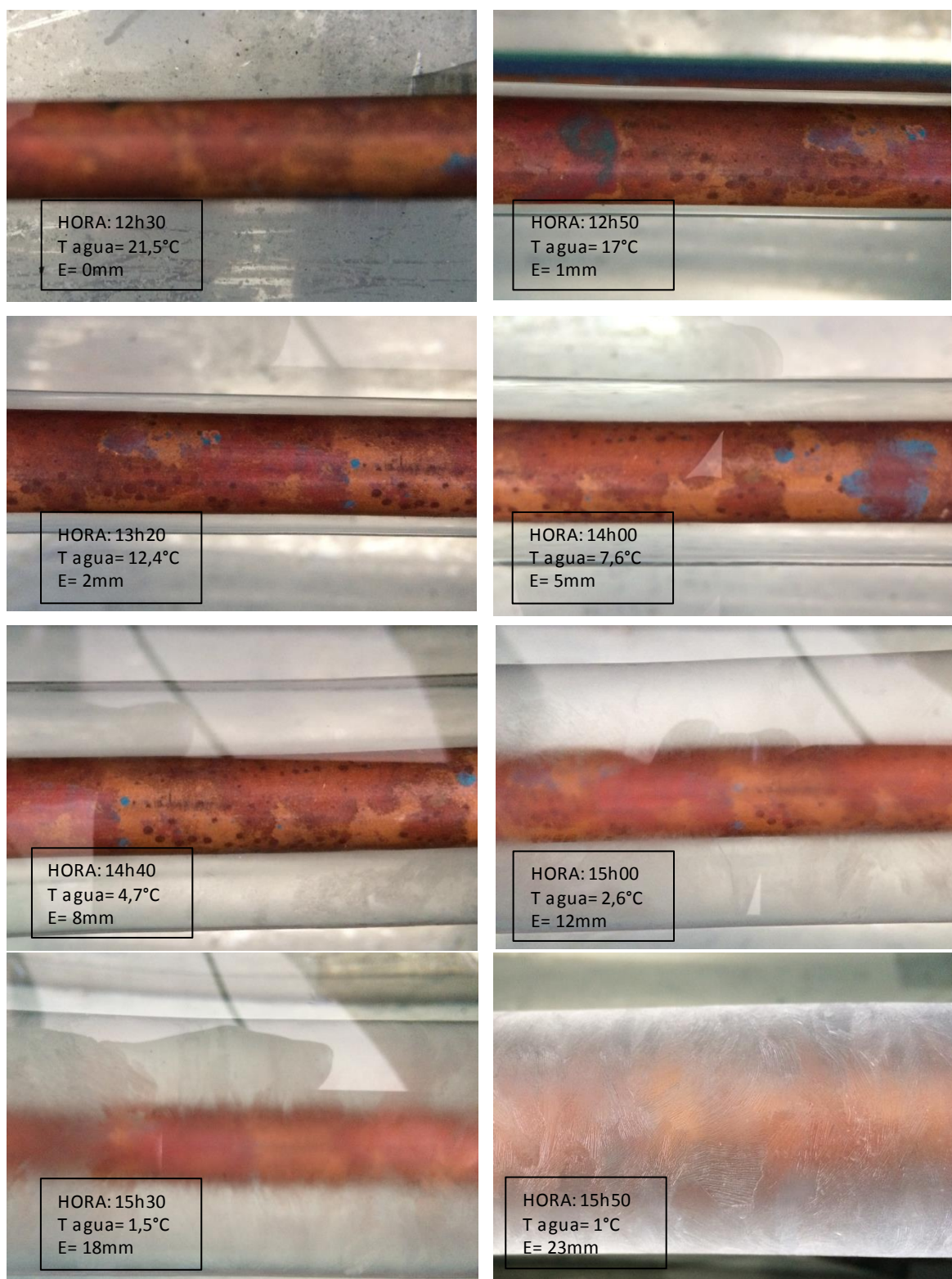


Figura 4. Espesor de hielo en intervalos de tiempo (12h30 – 15h50)
(Fuente: propia)

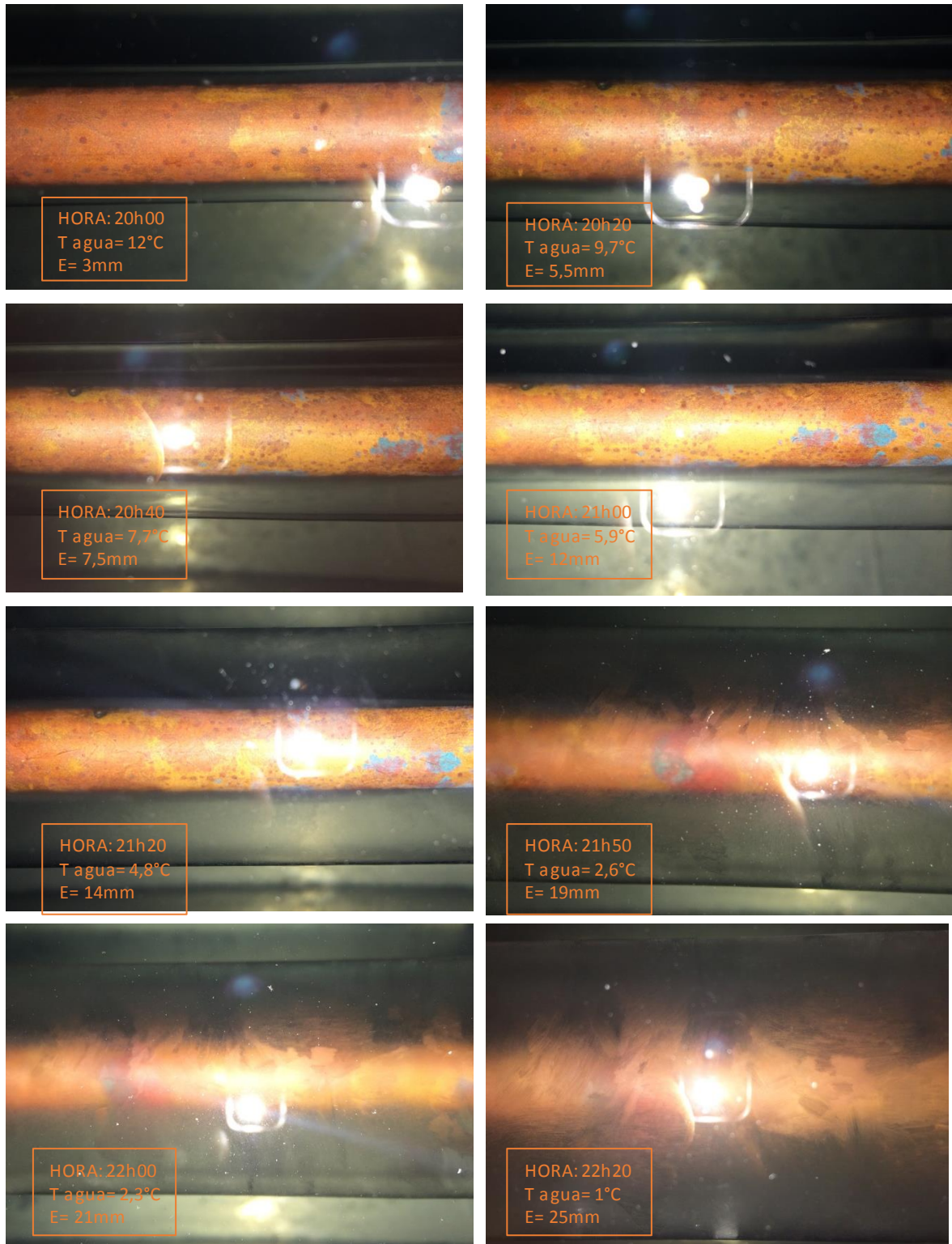


Figura 5. Espesor de hielo en intervalos de tiempo (19h20 – 22h20)
(Fuente: propia)

ANEXO 4. CÁLCULOS REALIZADOS

4.1. Funcionamiento del equipo como un intercambiador de calor de recirculación más acumulador

Tabla 26. Datos necesarios para el cálculo.

AGUA			HIELO			LECHE		
PARÁMETRO	VALOR		PARÁMETRO	VALOR		PARÁMETRO	VALOR	
Temperatura de trabajo	1	$^{\circ}C$	Temperatura	-0,5	$^{\circ}C$	Volumen	700	L
Densidad	999,80	$\frac{kg}{m^3}$	Densidad	920	$\frac{kg}{m^3}$	Tiempo de preenfriamiento	1	h
Temp retorno	4	$^{\circ}C$	Espesor	0,0375	mm	Calor específico (Cp)	3,9	$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$
Calor específico (Cp)	4,217	$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$	Calor latente	334,72	$\frac{kJ}{kg}$	Densidad media	1032	$\frac{kg}{m^3}$
						Temp. inicial	12	$^{\circ}C$
						Temp. final	5	$^{\circ}C$

(Fuente: propia)

Cálculos realizados

Tabla 27. Parámetros para evaluación de la capacidad de acumulación térmica.

PARÁMETRO	ECUACIÓN	VALOR
Volumen de hielo V_h	$\frac{\pi L(D_0^2 - D_e^2)}{4}$	0,034581 m^3
Volumen de agua final	$V_{agua} = V_t - V_e - V_{espacio\ vacio} - V_h$	54,86183 m^3
Masa de hielo	$m_h = V_h \rho_h$	31,814775 kg
Masa de agua	$m_{agua} = V_{agua} \rho$	42,022372 kg
Calor sensible del agua	$h_{agua} = C_{pW}(T_e - T_i)$	12,651 $\frac{kJ}{kg}$
Capacidad de acumulación térmica	$C = m_h h_{sf} + m_{agua} h_{agua}$	11180,667 kJ
Flujo másico de leche	$\dot{m}_{leche} = \frac{V_{leche} \rho_{leche}}{t_p}$	0,200667 $\frac{kg}{s}$
Flujo de calor de la leche	$\dot{Q}_{leche} = \dot{m}_{leche} C_{p_{leche}} (T_{final} - T_{inicial})$	5,4782 kW
Flujo másico del agua de enfriamiento	$\dot{m}_{agua\ enf} = \frac{\dot{Q}_{leche}}{C_{pW}(T_{fagua} - T_i)}$	0,4330250 $\frac{kg}{s}$
Tiempo de consumo del hielo	$t_{consumo} = \frac{m_h h_{sf}}{\dot{Q}_{leche}}$	0,5399706 h
Tiempo complementario (funcionamiento del equipo)	$t_{complementario} = t_p - t_{consumo}$	0,46 h

(Fuente: propia)

Tabla 28. Parámetros para evaluación del flujo de calor por convección forzada en el generador de hielo tubular.

PARÁMETRO	ECUACIÓN	VALOR
Caudal del agua de refrigeración	$Q = \frac{V_{agua}}{t_p}$	$0,000433 \frac{m^3}{s}$
Sección transversal de la tubería de ingreso	$A = \frac{\pi D_i^2}{4}$	$0,000530 m^2$
Velocidad de ingreso del agua	$v_{ingreso} = \frac{A}{Q}$	$0,8157617 \frac{m}{s}$
Velocidad máxima de agua en el intercambiador de calor	$v_{m\acute{a}x} = v_{ingreso} \frac{S_T}{(S_T - D_e)}$	$1,0030341 \frac{m}{s}$
Número de Reynolds	$Re_D = \frac{\rho v_{m\acute{a}x} D_e}{\mu_w}$	9743,465806
Número de Nusselt:	$Nu_D = 0,27 Re_D^{0,63} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25}$	209,2379957
Factor de corrección F para 4 hileras de tubos		0,9
Coefficiente convectivo del agua	$h_{\infty W} = \frac{Nu k}{D}$	$6781,575 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
Coefficiente global de transferencia de calor	$U = \frac{1}{\frac{r_2}{h_{\infty ref}(r_i)} + \frac{r_e \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{k_c} + \frac{1}{h_{\infty W}}}$	$307,9091 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
Diferencia de temperatura media logarítmica	$LMTD = \frac{(T_i - T_1) - (T_r - T_1)}{\ln\left(\frac{T_i - T_1}{T_r - T_1}\right)}$	$7,398910^\circ C$
Flujo de calor del agua de refrigeración	$Q_{s forzada} = U A_o LMTD$	$624,71184 W$
Flujo másico del refrigerante	$\dot{m}_{REFRIGERANTE} = \frac{Q_{s forzada}}{h_b - h_4}$	$0,0034334 \frac{kg}{s}$
Potencia del compresor	$Potencia = 1000 \dot{m}_{REFRIGERANTE} (h_2 - h_1) / \eta_C$	$130,9834329 W$
Energía Consumida	$Energía consumida = Potencia (t_p)$	$261,96686 Wh$

(Fuente: propia)

Tabla 29. Cargos tarifarios de las empresas eléctricas para los sectores residencial, comercial e industrial (Período: Enero - Diciembre 2017).

NIVEL DE TENSIÓN	SECTOR DE CONSUMO	RANGO DE CONSUMO (kWh/mes) , RANGO HORARIO DE CONSUMO	ENERGÍA (USD/kWh)			
			1	2	3	4
EMPRESAS ELÉCTRICAS:						
1) AMBATO-AZOGUES-CNEL BOLÍVAR-CENTROSUR-COTOPAXI-NORTE-RIOBAMBA SUR 2) CNEL EL ORO -CNEL ESMERALDAS -CNEL GUAYAS LOS RÍOS -CNEL LOS RÍOS -CNEL MANABÍ-CNEL MILAGRO-CNEL SANTA ELENA-CNEL SANTO DOMINGO -CNEL SUCUMBIOS -GALÁPAGOS 3) CNEL GUAYAQUIL 4) EMPRESA ELÉCTRICA QUITO S.A						
BAJA Y MEDIA TENSIÓN	RESIDENCIAL	0-50	0,091	0,091	0,078	0,078
		51-100	0,093	0,093	0,081	0,081
		101-150	0,095	0,095	0,083	0,083
		151-200	0,097	0,097	0,097	0,097
		201-250	0,099	0,099	0,099	0,099
		251-300	0,101	0,101	0,101	0,101
		301-350	0,103	0,103	0,103	0,103
		351-500	0,105	0,105	0,105	0,105
		501-700	0,1285	0,1285	0,1285	0,1285
		701-1000	0,145	0,145	0,145	0,145
RESIDENCIAL TEMPORAL	1001-1 500	0,1709	0,1709	0,1709	0,1709	
	1501-2500	0,2752	0,2752	0,2752	0,2752	
	2501-3500	0,436	0,436	0,436	0,436	
	Superior	0,6812	0,6812	0,6812	0,6812	
BAJA TENSIÓN SIN DEMANDA	COMERCIAL INDUSTRIAL ARTESANAL	0-300	0,082	0,082	0,082	0,082
		Superior	0,093	0,103	0,11	0,104
		0-300	0,083	0,083	0,074	0,072
		Superior	0,099	0,099	0,11	0,104
BAJA TENSIÓN CON DEMANDA	COMERCIALES E INDUSTRIALES	07h00 hasta 22h00	0,09	0,09	0,092	0,078
		22h00 hasta 07h00	0,066	0,072	0,074	0,07

(Fuente: basado en el Pliego tarifario para las empresas eléctricas de la Agencia de Regulación y Control de Electricidad - ARCONEL (2014))

Tabla 29. Cargos tarifarios de las empresas eléctricas para los sectores residencial, comercial e industrial (Período: Enero - Diciembre 2017). (Continuación)

NIVEL DE TENSIÓN	SECTOR DE CONSUMO	RANGO DE CONSUMO (KWh/mes) , RANGO HORARIO DE CONSUMO	ENERGÍA (USD/KWh)			
			1	2	3	4
EMPRESAS ELÉCTRICAS:						
1) AMBATO-ADOGUES-CNEL BOLÍVAR-CENTROSUR-COTOPAXI-NORTE-RIOBAMBA-SUR 2) CNEL EL ORD.-CNELESMERALDAS-CNEL GUAYAS LOS RÍOS-CNEL LOS RÍOS-CNEL MANABÍ-CNEL MILAGRO-CNEL SANTA ELENA-CNEL SANTO DOMINGO-CNEL SUCUMBÍOS-GALAPAGOS 3) CNEL GUAYAQUIL 4) EMPRESA ELÉCTRICA QUITO S.A						
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	COMERCIALES		0,095	0,095	0,09	0,095
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES		0,093	0,093	0,085	0,091
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	COMERCIALES	07h00 hasta 22h00	0,095	0,095	0,09	0,095
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	COMERCIALES	22h00 hasta 07h00	0,077	0,077	0,073	0,077
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	L-V 08h00 hasta 18h00	0,093	0,093	0,085	0,091
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	L-V 18h00 hasta 22h00	0,107	0,107	0,097	0,105
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	L-V 22h00 hasta 08h00*	0,075	0,075	0,071	0,074
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	S,D,F 18h00 hasta 22h00	0,093	0,093	0,085	0,091
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	COMERCIALES	07h00 hasta 22h00	0,089	0,089	0,084	0,089
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	COMERCIALES	22h00 hasta 07h00	0,081	0,081	0,075	0,081
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	L-V 08h00 hasta 18h00	0,087	0,087	0,079	0,084
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	L-V 18h00 hasta 22h00	0,1	0,1	0,09	0,096
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	L-V 22h00 hasta 08h00*	0,075	0,075	0,07	0,073
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	S,D,F 18h00 hasta 22h00	0,087	0,087	0,079	0,084
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	L-V 08h00 hasta 18h00	0,0678	0,0678	0,0678	0,0678
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	L-V 18h00 hasta 22h00	0,0814	0,0814	0,0814	0,0814
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	L-V 22h00 hasta 08h00*	0,0543	0,0543	0,0543	0,0543
MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA	INDUSTRIALES	S,D,F 18h00 hasta 22h00	0,0678	0,0678	0,0678	0,0678

* El valor de este cargo tarifario se aplica para el periodo complementario de los días S,D,F.

(Fuente: basado en el Pliego tarifario para las empresas eléctricas de la Agencia de Regulación y Control de Electricidad - ARCONEL (2014))