

**Escuela Superior Politécnica del Litoral**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción**

**Diseño de sistema integrado entre unidades HVAC con calentadores de  
agua utilizando intercambiadores de calor**

**INGE - 3110**

**Proyecto Integrador**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánica**

Presentado por:

Luis Gustavo Pauta Loor

Juan Carlos Moreno Morla

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

## Dedicatoria

---

El presente proyecto lo dedico a mi mamá,  
por ser siempre mi pilar para esforzarme  
cada día, a mi hermana por su apoyo  
incondicional, a mis abuelos y a mi tío.

A mi pareja, por sus palabras de aliento y  
sus consejos.

**Juan Carlos Moreno Morla**

Quiero agradecer a quienes me ayudaron a culminar esta etapa de mi vida y la volvieron más agradable. Este trabajo fue posible gracias a su apoyo.

A mi familia, por estar presente en todo momento, por su paciencia y por el respaldo constante.

A Juan, mi compañero de tesis, por su arduo trabajo y empeño para culminar este proyecto.

A Romina, Chrystel, Daniel, María José y María Judith por ser mis primeros amigos de la U y brindarme de gratos momentos y experiencias que jamás olvidaré.

A Bruno, José, Andy, Enrique, Gabriel, Israel, Josué y Esteban, amigos y próximos colegas que volvieron a la Ing. Mecánica, la mejor carrera que pude estudiar en esta prestigiosa universidad.

Y para ti, Naghely Zurita, por llegar a mi vida y llenarla de luz, por tu apoyo y por creer en mí incluso cuando yo no podía hacerlo.

**Luis Gustavo Pauta Loor**

## Declaración Expresa

---

Nosotros, Luis Gustavo Pauta Loor y Juan Carlos Moreno Morla acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique a los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

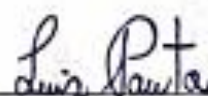
Guayaquil, 24 de octubre del 2025.



---

Juan Carlos Moreno

Morla



---

Luis Gustavo Pauta Loor

## **Evaluadores**

---

---

**PhD. Emérita Alexandra Delgado Plaza**

Profesor de Materia

---

**PhD. Freddy Xavier Jervis Calle**

Tutor de proyecto

## Resumen

El proyecto se centra en el diseño de un intercambiador de calor para integrar sistemas de climatización (HVAC) con sistemas de agua caliente sanitaria (DHW) en aplicaciones residenciales, con el objetivo de mejorar la eficiencia energética y reducir el consumo eléctrico. Se plantea como hipótesis que el aprovechamiento del calor residual del ciclo de refrigeración permite disminuir la demanda energética sin afectar el confort térmico, justificándose en el alto consumo energético del sector residencial ecuatoriano.

El desarrollo del proyecto se llevó a cabo mediante la selección de equipos HVAC y termotanques disponibles en el mercado junto al diseño térmico y mecánico de un intercambiador de calor tipo tubo y coraza. El sistema fue evaluado mediante simulaciones en DWSIM y SolidWorks Flow Simulation.

Los resultados evidenciaron que el intercambiador diseñado permitió una transferencia eficiente del calor del refrigerante al agua sanitaria, reduciendo el consumo energético total del sistema.

Se concluye que la integración HVAC – DHW mediante recuperación de calor es una solución técnicamente viable y energéticamente eficiente que presenta resultados muchos más beneficiosos para lugares con un consumo muy elevado de agua, como condominios y hoteles.

**Palabras clave:** intercambiador de calor, eficiencia energética, recuperación de calor, sistemas HVAC – DHW.

### *Abstract*

This project focuses on the design of a heat exchanger to integrate heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems with domestic hot water (DHW) systems for residential applications, aiming to improve energy efficiency and reduce electrical consumption. The project hypothesizes that recovering residual heat from the refrigeration cycle reduces overall energy demand without affecting thermal comfort, which is justified by the high energy consumption of the residential sector in Ecuador.

The project was developed through the selection of commercially available HVAC units and water heaters, the thermal and mechanical design of a shell-and-tube heat exchanger, and the application of analytical and empirical design methods in compliance with ASHRAE, ASME, TEMA and NEC standards. System performance was evaluated using DWSIM and SolidWorks Flow Simulation.

The results showed that the designed heat exchanger efficiently transferred heat from the refrigerant to domestic water, leading to a reduction in the total energy consumption of the system.

It is concluded that HVAC – DHW integration through heat recovery is a technically feasible and energy-efficient solution for residential buildings.

**Keywords:** heat exchanger, energy efficiency, heat recovery, HVAC – DHW systems.

## Índice general

Resumen.....	I
<i>Abstract</i> .....	II
Índice de figuras.....	XII
Índice de tablas .....	XVI
Índice de planos .....	XIX
Capítulo 1.....	I
1.    Introducción .....	2
1.1    Descripción del Problema .....	3
1.2    Justificación del Problema .....	3
1.3    Objetivos .....	4
1.3.1    Objetivo general.....	4
1.3.2    Objetivos específicos .....	4
1.4    Marco teórico .....	5
1.4.1    Intercambiadores de Calor .....	5
1.4.2    Fundamentos térmicos aplicados al diseño de Intercambiadores de Calor.....	6
1.4.3    Métodos analíticos de diseño térmico de Intercambiadores de Calor.....	9
1.4.4    Métodos empíricos de diseño térmico de Intercambiadores de calor .....	12
1.4.5    Optimización de diseño de Intercambiadores de Calor .....	13
1.4.6    Aletas .....	14
1.4.7    Sistemas de Aire Acondicionado y Climatización (HVAC).....	15
1.4.8    Coeficiente de Desempeño (COP).....	18

1.4.9	Sistemas DHW (Domestic Hot Water).....	18
1.4.10	Sistemas Integrados de Transferencia y Recuperación de Calor.....	20
Capítulo 2.....		24
2.	Metodología.....	25
2.1	Diagrama de forma inicial del sistema integrado.....	28
2.2	Alternativas de Solución.....	30
2.2.1	Sistema HVAC Multisplit.....	30
2.2.2	Termotanque primario.....	33
2.2.3	Termotanque secundario.....	36
2.2.4	Intercambiador de Calor.....	39
2.3	Matriz de decisión.....	44
2.3.1	Consideraciones de diseño.....	44
2.3.2	Comparación por pares.....	45
2.3.3	Matriz de decisión.....	46
2.4	Cálculos preliminares para la selección de los Termotanques.....	48
2.4.1	Volumen de agua requerida y Potencia Térmica.....	48
2.5	Cálculo preliminar de la carga térmica del sistema HVAC.....	50
2.5.1	Carga por radiación solar.....	51
2.5.2	Cargas internas.....	52
2.6	Diseño Optimizado del Intercambiador de Calor.....	52
2.6.1	Parámetros iniciales de diseño.....	52

2.6.2	Metodología de obtención de parámetros .....	55
2.6.3	Validación del diseño optimizado del Intercambiador y simulación del sistema integrado mediante DWSIM .....	56
2.6.4	SolidWorks Flow Simulation.....	63
Capítulo 3.....		72
3.	Resultados y análisis .....	73
3.1	Selección de subsistemas principales .....	73
3.1.1	Selección del Termotanque Primario.....	73
3.1.2	Selección del Termotanque Secundario.....	74
3.1.3	Selección del sistema HVAC.....	75
3.2	Geometría optimizada del Intercambiador de Calor .....	75
3.2.1	Tabla de Geometrías del intercambiador .....	76
3.2.2	Determinación de geometría optimizada .....	79
3.2.3	Resultados por Metodología Bell Delaware .....	82
3.3	Diseño Mecánico del Intercambiador de Calor Optimizado.....	89
3.4	Ejecución de la simulación del sistema integrado en estado estable.....	89
3.5	Ejecución de la simulación del sistema integrado en estado dinámico.....	96
3.6	Simulación en SolidWorks del Intercambiador .....	102
3.7	Diagrama PI&D final .....	105
3.8	Planos de Construcción del Intercambiador.....	106
3.9	Esquemático 3D del sistema localizado en una vivienda.....	107
3.10	Análisis de Costos .....	111

3.11	Análisis Comparativo del Diseño.....	112
Capítulo 4.....		117
4.	Conclusiones y recomendaciones .....	118
4.1	Conclusiones .....	118
4.2	Recomendaciones.....	119
Referencias.....		120

## Abreviaturas

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ACS	Agua caliente sanitaria
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air – Conditioning Engineers
BTU	Unidad térmica británica
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
COP	Coficiente de desempeño
DHW	Domestic Hot Water
EER	Energy efficiency ratio
EEV	Electronic Expansion Valve
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
LMTD	Diferencia mdia logarítmica de temperatura
NEC	Norma Ecuatoriana de la Construcción
NHE	Norma Hidrosanitaria del Ecuador
P&ID	Piping and Instrumentation Diagram
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association

## Simbología

$k$	Conductividad térmica
$L$	Longitud
$A$	Área total
$R_{con}$	Resistencia térmica de conducción
$R_{con}$	Resistencia térmica de convección
$h$	Coefficiente de convección
$U$	Coefficiente de transferencia de calor global
$h_c$	Coefficiente de convección del fluido frío
$h_h$	Coefficiente de convección del fluido caliente
$\eta_o$	Eficiencia térmica
$R''_f$	Resistencia térmica por incrustaciones
$Re$	Número de Reynolds
$\rho$	Densidad
$V$	Volumen
$\mu$	Viscosidad dinámica
$Pr$	Número de Prandtl
$C_p$	Calor específico del fluido
$Nu$	Número de Nusselt
$Q$	Calor
$\Delta T_{ml}$	Diferencia de temperaturas media logarítmica
$T_{h,i}$	Temperatura fluido caliente entrada
$T_{c,i}$	Temperatura fluido frío entrada
$T_{h,o}$	Temperatura fluido caliente salida

$T_{c,o}$	Temperatura fluido frío salida
$NUT$	Número de unidades de transferencia
$C_{min}$	Capacitancia térmica
$\dot{m}_r$	Flujo másico del refrigerante
$\dot{W}_c$	Potencia del compresor
$\dot{Q}_{con}$	Flujo de calor del condensador
$\dot{Q}_{evap}$	Flujo de calor del evaporador
$COP$	Coficiente de Desempeño
$V_w$	Volumen de agua caliente requerido
$V_d$	Volumen demandado
$T_s$	Temperatura de uso de agua caliente
$T_{in}$	Temperatura de agua de entrada al termotanque
$T_{out}$	Temperatura de agua caliente de salida de termotanque
$V_{sec.}$	Volumen de agua de termotanque secundario
$\Delta t$	Tiempo de calentamiento de agua en el termotanque
$Q_t$	Carga térmica total
$Q_{sol}$	Ganancia de calor por transmisión de radiación solar
$Q_{int}$	Cargas internas
$\eta_c$	Eficiencia del compresor
$P_{suc}$	Presión de succión
$P_{desc}$	Presión de descarga
$T_{suc}$	Temperatura de succión del compresor
$T_{in/w}$	Temperatura de entrada del agua
$T_{out/w}$	Temperatura de salida del agua

$P_T$	Separación entre tubos
$V_{max}$	Velocidad del fluido en los tubos
$\frac{dm}{dt}$	Variación de masa respecto al tiempo
$\dot{m}_{in}$	Flujo másico de entrada
$\dot{m}_{out}$	Flujo másico de salida
$\dot{Q}_{loss}$	Pérdidas de calor en el sistema
$\dot{Q}_{res}$	Flujo de calor de la resistencia
$\dot{Q}_{HX}$	Flujo de calor del intercambiador de calor
$T_{amb}$	Temperatura ambiente
$\frac{dm_h}{dt}$	Flujo másico del fluido caliente
$\dot{m}_{h/in}$	Flujo másico de entrada del fluido caliente del intercambiador
$\dot{m}_{h/out}$	Flujo másico de salida del fluido caliente del intercambiador
$\dot{m}_{c/in}$	Flujo másico de entrada del fluido frío del intercambiador
$\dot{m}_{c/out}$	Flujo másico de salida del fluido frío del intercambiador
$h_{h/in}$	Entalpía de entrada del fluido caliente
$h_{c/in}$	Entalpía de entrada del fluido frío
$T_h$	Temperatura de fluido caliente
$T_c$	Temperatura fluido frío
$h_{s/out}$	Entalpía isentrópica de salida del compresor
$h_{out/c}$	Entalpía real de salida del compresor
$h_{in/c}$	Entalpía real de entrada del compresor
$h_{out/v}$	Entalpía de salida de la válvula de expansión
$h_{in/v}$	Entalpía de entrada a la válvula de expansión
$C_v$	Coeficiente de la válvula

$x$	Apertura de la válvula
$\Delta P$	Variación de Presión
$\Delta T_{eq}$	Variación de temperatura equivalente
$D_{in/s}$	Diámetro interno de la coraza
$D_{out/s}$	Diámetro exterior de la coraza
$n_t$	Número total de tubos
$n_p$	Número de pases de tubo
$L_t$	Longitud del tubo
$D_{in/t}$	Diámetro interno del tubo
$D_{out/t}$	Diámetro externo del tubo
$k_{tubo}$	Conductividad térmica del tubo
$n_b$	Número de baffles
$B$	Separación entre baffles
$A_e$	Área de intercambio térmico efectiva
$R_t$	Factor de ensuciamiento tubos
$R_s$	Factor de ensuciamiento coraza
$j_H$	Factor de corrección de Colburn

## Índice de figuras

Figura 1 <i>Esquema de clasificación de Intercambiadores de Calor</i> .....	5
Figura 2 <i>Mecanismos de transferencia de calor y representación mediante resistencias térmicas en un intercambiador</i> .....	7
Figura 3 <i>Distribución de temperatura de los fluidos caliente y frío para la configuración en paralelo</i> .....	10
Figura 4 <i>Distribución de temperatura de los fluidos caliente y frío para la configuración contracorriente</i> .....	11
Figura 5 <i>Diagrama de flujo del procedimiento de diseño según el método Belaware</i> .....	13
Figura 6 <i>Tipos de aletas según su geometría y forma constructiva</i> .....	14
Figura 7 <i>Distribución de temperatura y pérdida de calor en aletas de sección uniforme</i> .....	15
Figura 8 <i>Diagrama de un sistema HVAC</i> .....	16
Figura 9 <i>Condensador de tubo con aletas</i> .....	17
Figura 10 <i>Evaporador de una unidad individual</i> .....	18
Figura 11 <i>Componentes principales de un termotanque Eléctrico</i> .....	19
Figura 12 <i>Componentes principales de un termotanque a gas</i> .....	19
Figura 13 <i>Componentes principales de un termotanque solar</i> .....	20
Figura 14 <i>Diagrama P&amp;ID del ciclo de refrigeración del equipo Therma V</i> .....	21
Figura 15 <i>Partes del equipo ECODAN PUZ - WZ</i> .....	22
Figura 16 <i>Partes del equipo Daikin Multi+ 4MWXM-A9</i> .....	23
Figura 17 <i>Diagrama de flujo de la metodología de diseño</i> .....	26
Figura 18 <i>Diagrama de flujo de la metodología de diseño (Diseño Optimizado del Intercambiador)</i> .....	27
Figura 19 <i>Diagrama de flujo de la metodología de diseño (Integración del sistema)</i> .....	28
Figura 20 <i>Diagrama PID inicial del sistema integrado</i> .....	29

Figura 21 <i>Tabla de etiquetas de equipos mostrados en el diagrama PID</i> .....	30
Figura 22 <i>Componentes principales de un intercambiador de tubo doble</i> .....	40
Figura 23 <i>Componentes principales de un intercambiador de Tubo y Coraza</i> .....	42
Figura 24 <i>Componentes principales de un Intercambiador de placas</i> .....	43
Figura 25 <i>Puntos de consumo de la vivienda de estudio</i> .....	49
Figura 26 <i>Insolación global promedio en el Ecuador</i> .....	51
Figura 27 <i>Esquema de conexión compresor - Intercambiador</i> .....	53
Figura 28 <i>Esquema general del intercambiador de calor tipo tubo y coraza</i> .....	54
Figura 29 <i>Esquema de conexión del sistema Intercambiador-HVAC</i> .....	56
Figura 30 <i>Esquema de conexión del sistema Termotanque-Intercambiador</i> .....	57
Figura 31 <i>Geometría definida para el intercambiador tipo BEM en DWSIM</i> .....	60
Figura 32 <i>Selección de materiales de construcción en DWSIM</i> .....	61
Figura 33 <i>Configuración de composición del fluido caliente</i> .....	62
Figura 34 <i>Configuración de composición del fluido frío</i> .....	62
Figura 35 <i>Carga de datos de proceso en equipo del sistema integrado (Bomba de recirculación)</i> .....	63
Figura 36 <i>Selección del tipo de análisis</i> .....	64
Figura 37 <i>Selección de fluidos del estudio y tipo de flujo</i> .....	66
Figura 38 <i>Selección de la condición de la pared</i> .....	66
Figura 39 <i>Definición del dominio computacional 3D</i> .....	67
Figura 40 <i>Selección del volumen de control del agua</i> .....	68
Figura 41 <i>Selección del volumen de control del R410A</i> .....	68
Figura 42 <i>Condiciones de entrada del agua</i> .....	69
Figura 43 <i>Condiciones de entrada del R410A</i> .....	69
Figura 44 <i>Condiciones de salida del agua</i> .....	70

Figura 45 <i>Condiciones de salida del R410A</i> .....	70
Figura 46 <i>Configuración de la malla</i> .....	71
Figura 47 <i>Gráfica de variación de temperatura en los termotanques</i> .....	97
Figura 48 <i>Gráfica de Balance de Calores en el sistema integrado</i> .....	98
Figura 49 <i>Gráficas de potencia eléctrica del sistema integrado</i> .....	99
Figura 50 <i>Gráficas de Temperatura del agua en el intercambiador</i> .....	100
Figura 51 <i>Gráficas de Temperatura de salida en los distintos puntos del circuito HVAC</i> ...	101
Figura 52 <i>Perfil de distribución de temperaturas para el refrigerante R410A</i> .....	102
Figura 53 <i>Perfil de distribución de temperatura para el agua</i> .....	103
Figura 54 <i>Perfil de distribución de velocidades para el R410A</i> .....	104
Figura 55 <i>Perfil de distribución de velocidades para el agua</i> .....	105
Figura 56 <i>Diagrama PI&amp;D final del sistema integrado</i> .....	106
Figura 57 <i>Vista en 3D del Intercambiador de Calor</i> .....	107
Figura 58 <i>Representación 3D de la conexión del sistema de derivación de refrigerante con el intercambiador</i> .....	108
Figura 59 <i>Vista en 2D del sistema integrado</i> .....	109
Figura 60 <i>Vista en 3D de la instalación</i> .....	110
Figura 61 <i>Gráficas de Temperatura de los Termotanques para ambas configuraciones</i> .....	113
Figura 62 <i>Gráficas de Potencia Eléctrica para ambas configuraciones</i> .....	114
Figura 63 <i>Código para estimación del espesor de la coraza</i> .....	139
Figura 64 <i>Código para estimación del espesor del cabezal posterior</i> .....	140
Figura 65 <i>Código para estimación del espesor de la cubierta del cabezal frontal</i> .....	140
Figura 66 <i>Código para estimación del espesor de la cubierta del cabezal posterior</i> .....	141
Figura 67 <i>Código para estimación del espesor de los tubos</i> .....	141
Figura 68 <i>P&amp;ID del modelo CM3 – 27 – 3ZX</i> .....	143

Figura 69 <i>PI&amp;D del modelo Samsung AJ052TXJ3KG/</i> .....	144
Figura 70 <i>Especificaciones técnicas del termotanque radiance 200 L</i> .....	145
Figura 71 <i>Partes del termotanque Juan Álvarez 100 L</i> .....	146
Figura 72 <i>Diagrama del sistema de recirculación del termotanque Juan Álvarez</i> .....	147
Figura 73 <i>Ficha técnica del Termotanque radiance Slim 80 L</i> .....	148

## Índice de tablas

Tabla 1 <i>Fortalezas y debilidades del sistema Comfort Star CM3-27-3ZX</i> .....	31
Tabla 2 <i>Fortalezas y debilidades del sistema Samsung AJ052TXJ3KG/UE</i> .....	32
Tabla 3 <i>Comparación de alternativas del sistema HVAC</i> .....	32
Tabla 4 <i>Fortalezas y debilidades del termotanque Radiance Max 200 L</i> .....	33
Tabla 5 <i>Fortalezas y debilidades del termotanque Almetal EcoTank 40 gal</i> .....	34
Tabla 6 <i>Fortalezas y debilidades del termotanque Grupo Juan Álvarez</i> .....	35
Tabla 7 <i>Comparación de alternativas del Termotanque primario</i> .....	36
Tabla 8 <i>Fortalezas y debilidades del termotanque Grupo Juan Álvarez</i> .....	37
Tabla 9 <i>Fortalezas y debilidades del termotanque SLIM Smart Home 80 L</i> .....	38
Tabla 10 <i>Comparación de alternativas del Termotanque secundario</i> .....	39
Tabla 11 <i>Características principales del Intercambiador de Doble Tubo</i> .....	40
Tabla 12 <i>Características principales del Intercambiador de Tubo y Coraza</i> .....	41
Tabla 13 <i>Características principales del Intercambiador de placas</i> .....	43
Tabla 14 <i>Tabla de consideraciones de diseño para el intercambiador de calor</i> .....	44
Tabla 15 <i>Comparación por pares de criterios para la selección de alternativa</i> .....	45
Tabla 16 <i>Ponderación de los criterios de selección para la selección de alternativa</i> .....	46
Tabla 17 <i>Matriz de decisión para seleccionar la alternativa más apropiada</i> .....	47
Tabla 18 <i>Demanda de caudales, presiones y diámetros en aparatos de consumo</i> .....	48
Tabla 19 <i>Dotaciones para edificaciones de uso específico</i> .....	49
Tabla 20 <i>Carga interna de distintos sistemas de iluminación</i> .....	52
Tabla 21 <i>Parámetros iniciales de diseño</i> .....	53
Tabla 22 <i>Especificaciones preliminares y rangos adoptados para el diseño optimizado del intercambiador</i> .....	55

Tabla 23 <i>Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 10 in</i> .....	77
Tabla 24 <i>Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 10 in</i> .....	78
Tabla 25 <i>Tabla de resultados geométricos del intercambiador</i> .....	80
Tabla 26 <i>Tabla de resultados térmicos e hidráulicos del intercambiador mediante DWSIM</i> .	81
Tabla 27 .....	84
Tabla 28 <i>Tabla de resultados térmicos e hidráulicos mediante método Bell – Delaware</i> .....	88
Tabla 29 <i>Resultados de las corrientes del circuito de refrigerante en las etapas de compresión y condensación del sistema HVAC</i> .....	91
Tabla 30 <i>Resultados de las corrientes del circuito de refrigerante en las etapas de expansión y evaporación</i> .....	92
Tabla 31 <i>Resultados de las corrientes del circuito hidráulico asociado al termotanque primario y la recirculación</i> .....	93
Tabla 32 <i>Resultados de las corrientes del circuito hidráulico asociado al termotanque secundario y la línea de consumo</i> .....	94
Tabla 33 <i>Resultado de la corriente de agua de consumo</i> .....	95
Tabla 34 <i>Distribución del flujo de energía en los equipos principales del sistema HVAC</i> .....	95
Tabla 35 <i>Distribución del flujo de energía en los equipos del subsistema de ACS</i> .....	96
Tabla 36 <i>Tabla de Costos para implementación del sistema</i> .....	111
Tabla 37 <i>Tabla comparativa de costos</i> .....	115
Tabla 38 <i>Tabla de la ASHRAE para tasas metabólicas para distintas actividades</i> .....	122
Tabla 39 <i>Valores de ganancias térmica para distintos equipos con aplicaciones alimenticias</i> .....	123
Tabla 40 <i>Tabla con parámetros iniciales para ambos fluidos y recirculación</i> .....	124

Tabla 41 <i>Tabla de tasas térmicas y temperaturas de los fluidos</i> .....	124
Tabla 42 <i>Tabla de caída de presión en tubos</i> .....	124
Tabla 43 <i>Tabla de caída de presión en coraza</i> .....	125
Tabla 44 <i>Tabla de factores de corrección y parámetros térmicos e hidráulicos</i> .....	125
Tabla 45 <i>Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 9 in</i> .....	126
Tabla 46 <i>Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 9 in</i> .....	127
Tabla 47 <i>Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 9.5 in</i> .....	128
Tabla 48 <i>Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 9.5 in</i> .....	129
Tabla 49 <i>Tabla de especificaciones técnicas del modelo CM3 – 27 – 3ZX</i> .....	142
Tabla 50 <i>Tabla de especificaciones técnicas del modelo Samsung AJ052TXJ3KG/</i> .....	143
Tabla 51 <i>Tabla de especificaciones técnicas del temotank Juan Álvarez</i> .....	146
Tabla 52 <i>Tabla de especificaciones técnicas del termotank Juan Álvarez 50 L</i> .....	147

**Índice de planos**

Plano 1 <i>Plano de detalle seccional del intercambiador</i> .....	130
Plano 2 <i>Plano de montaje del intercambiador</i> .....	131
Plano 3 <i>Plano de distribución de los tubos en el intercambiador</i> .....	132
Plano 4 <i>Plano de placa de anclaje</i> .....	133
Plano 5 <i>Plano de bridas del intercambiador</i> .....	134
Plano 6 <i>Plano detalle de Bafles</i> .....	135
Plano 7 <i>Plano de soportes del intercambiador</i> .....	136
Plano 8 <i>Plano de separación entre bafles</i> .....	137
Plano 9 <i>Plano PI&amp;D</i> .....	138

# Capítulo 1

## 1. Introducción

En los hogares ecuatorianos, la energía eléctrica constituye la base del funcionamiento diario. Según la Agencia de Regulación y Control de Energía y Recursos Naturales No Renovables (ARCONEL), el sector residencial consumió cerca de 898 GWh en 2023, lo que representa más del 40 % de toda la energía eléctrica distribuida a nivel nacional [1]. Esto evidencia que las viviendas son el principal punto de consumo dentro del sistema eléctrico ecuatoriano, donde la climatización y el calentamiento de agua se encuentran entre las mayores demandas energéticas.

En la región Costa, las altas temperaturas durante gran parte del año hacen que el uso de aire acondicionado sea indispensable, mientras que en la Sierra, el calentamiento de agua sanitaria es una necesidad cotidiana debido al clima más frío. Ambos sistemas operan de forma independiente y continua, generando una carga significativa sobre la red eléctrica y un impacto directo en la economía doméstica [2].

Ante esta situación, surge la oportunidad de reaprovechar el calor residual que generan los sistemas de climatización para mejorar la eficiencia energética del hogar. La energía térmica liberada durante la compresión del refrigerante puede transferirse al agua sanitaria mediante un intercambiador de calor, permitiendo mantener el confort térmico interior y reducir el consumo eléctrico destinado al calentamiento de agua.

Por ello, el propósito de este proyecto es diseñar e implementar un intercambiador de calor que recupere parte de la energía térmica proveniente del gas de descarga de un sistema de climatización doméstico con refrigerante, transfiriéndola al agua sanitaria. Se desarrolla un modelo térmico y mecánico adaptado a las condiciones de operación de las viviendas ecuatorianas, cuya evaluación se realiza mediante simulaciones que permitan comparar su desempeño energético y económico frente a los sistemas convencionales.

Desde la Ingeniería Mecánica, este proyecto aplica los conocimientos adquiridos en asignaturas como Transferencia de Calor, Termodinámica, Diseño Mecánico y Mecánica de

Fluidos, integrando fundamentos teóricos con herramientas de simulación y diseño asistido para ofrecer una solución práctica, eficiente y sostenible al consumo energético residencial.

En este capítulo se presenta una introducción al contexto energético nacional, la problemática que motiva el desarrollo del proyecto, su justificación, los objetivos planteados y el marco teórico que sustenta el diseño del sistema propuesto.

## **1.1 Descripción del Problema**

En los hogares y edificaciones que cuentan con sistemas de climatización y calentamiento de agua, se presenta un elevado consumo energético debido a que ambos operan de manera independiente, sin aprovechar las oportunidades de recuperación de calor. El funcionamiento aislado de los sistemas HVAC y DHW genera desperdicio de energía térmica que podría ser reutilizada para reducir la demanda eléctrica y los costos de operación. Adicionalmente, esta ineficiencia repercute en un mayor impacto ambiental al incrementar las emisiones asociadas al consumo de energía. Por lo tanto, se requiere diseñar un sistema de integración mediante un intercambiador de calor que optimice el uso de la energía, mejore la sostenibilidad y garantice un funcionamiento confiable en condiciones reales de operación.

## **1.2 Justificación del Problema**

El consumo energético en los hogares ecuatorianos continúa en aumento, impulsado principalmente por la necesidad de climatizar espacios y disponer de agua caliente sanitaria [4]. Sin embargo, ambos procesos se desarrollan de manera independiente, generando un uso poco eficiente de la energía eléctrica disponible. En los sistemas de aire acondicionado, la energía térmica que se produce durante el proceso de compresión del gas refrigerante representa una cantidad significativa de energía que actualmente se desperdicia [3]. A su vez, los calentadores eléctricos o a gas consumen energía adicional para elevar la temperatura del agua, incrementando los costos domésticos y la carga sobre la red eléctrica nacional [2].

Esta situación plantea una oportunidad técnica relevante: Aprovechar la energía térmica de los sistemas de climatización para cubrir parte de las necesidades de calentamiento de agua en los hogares. La aplicación de un intercambiador de calor que transfiera la energía térmica del gas de descarga del sistema HVAC hacia el agua sanitaria representa una solución práctica, eficiente y de bajo costo. Al integrar ambos subsistemas, se reduce el consumo eléctrico total y se optimiza el uso de la energía disponible dentro del entorno doméstico [5].

Este proyecto es importante porque promueve una alternativa realista y sostenible para mejorar la eficiencia energética doméstica en Ecuador, donde el sector residencial representa una parte significativa de la demanda eléctrica nacional [1]. Su implementación contribuiría a disminuir los gastos mensuales de los hogares, reducir el desperdicio de energía y mitigar las emisiones asociadas a la generación eléctrica. Además, fomenta la innovación tecnológica local, al proponer un diseño adaptable a las condiciones del país y de fácil incorporación en sistemas domésticos existentes. En conjunto, la propuesta fortalece las metas nacionales de eficiencia energética y se alinea con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS), en especial el ODS 7, orientado al acceso a energía asequible y no contaminante.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo general**

Realizar el diseño y modelamiento de la integración de sistemas de calentamiento, ventilación y aire acondicionado (HVAC) con sistemas de calentamiento de agua domésticos (DHW), mejorando de esta manera la eficiencia de los sistemas y reducción del consumo energético.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

1. Seleccionar los elementos necesarios que componen el sistema HVAC y DHW a través del uso de diseños existentes en mercado nacional o internacional.

2. Realizar el diseño y modelamiento del funcionamiento de los diferentes elementos para la integración del sistema HVAC y DHW incluyendo interconexiones y elementos estructurales mecánicos para la instalación y posicionamiento del sistema.
3. Realizar el diseño a detalle del intercambiador de calor para aprovechamiento energético entre un sistema HVAC y DHW.
4. Analizar el consumo energético y económico comparando con sistemas existentes de uso residencial, incluyendo la factibilidad de construcción del sistema en base a la disponibilidad de insumos a nivel nacional.

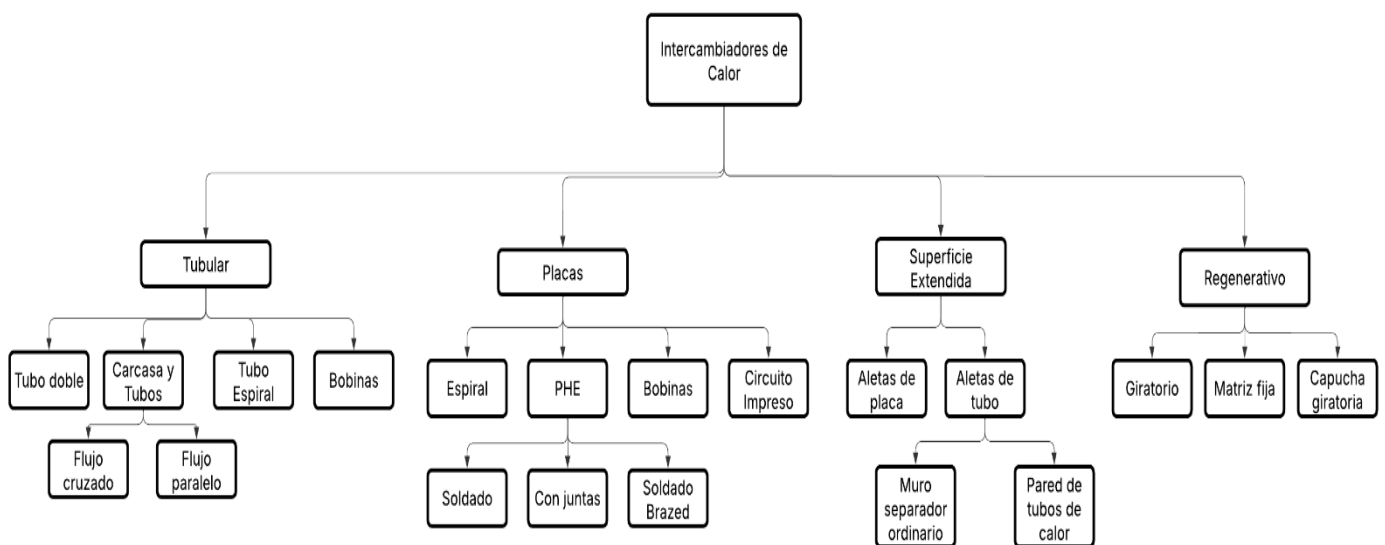
## 1.4 Marco teórico

### 1.4.1 Intercambiadores de Calor

Según Heat Exchanger Design Handbook de Thulukkanam Kuppan, un intercambiador de calor es un elemento destinado a transferir energía térmica entre dos fluidos a diferentes temperaturas. Estos se clasifican de forma general según su construcción en los siguientes grupos principales [13]:

**Figura 1**

*Esquema de clasificación de Intercambiadores de Calor*



*Nota.* La figura presenta la clasificación general de los intercambiadores de calor y sus principales tipos.

## ***1.4.2 Fundamentos térmicos aplicados al diseño de Intercambiadores de Calor***

### ***1.4.2.1 Mecanismos de Transferencia de Calor en Intercambiadores de Calor***

De acuerdo con Çengel y Ghajar (2020), el calor se define como una forma de energía que se transfiere entre sistemas debido a una diferencia de temperatura. Este proceso ocurre siempre desde el cuerpo o medio con mayor temperatura hacia aquel con menor temperatura, hasta alcanzar el equilibrio térmico [6].

En la mayoría de los intercambiadores, ambos fluidos están separados a partir de una pared sólida, donde los mecanismos de calor asociados a conducción y convección actúan de manera sucesiva. Para representar ese comportamiento, se utiliza el modelo de resistencias térmicas, donde la transferencia de calor total depende de la suma de la resistencia asociadas a cada mecanismo.

#### ***Conducción***

Esa misma referencia define a la conducción como la transferencia de energía de las partículas más energéticas hacia las menos energéticas dentro de un medio como resultado de sus interacciones [6]. La resistencia térmica asociada surge de la Ley de Fourier expresada en la siguiente ecuación (1.1) relacionando la constante de conductividad del material ( $k$ ), el espesor de la pared ( $L$ ) y su área transversal ( $A$ ) :

$$R_{con} = \frac{L}{k \cdot A} \quad (1.1)$$

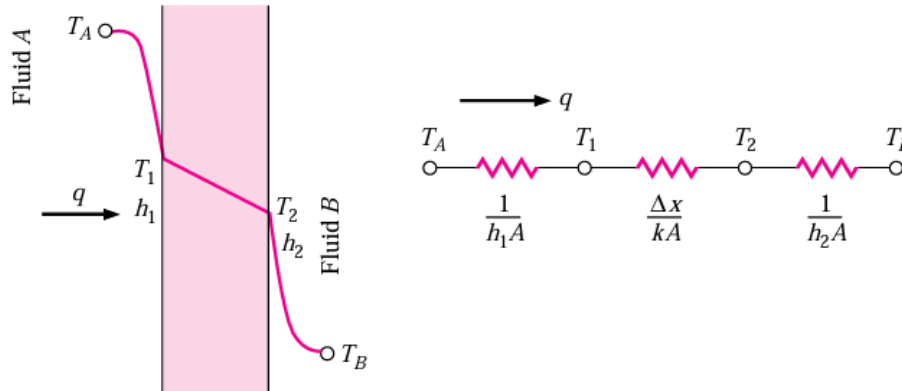
#### ***Convección***

Se define la convección como la transferencia de calor entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacente que se encuentra en movimiento y comprende los efectos combinados de conducción dentro del fluido y el movimiento de masa producido por su propio flujo [6]. Su resistencia térmica se expresa a partir de la Ley de Enfriamiento de Newton, dada por siguiente ecuación (1.2):

$$R_{con} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (1.2)$$

**Figura 2**

*Mecanismos de transferencia de calor y representación mediante resistencias térmicas en un intercambiador*



*Nota.* Obtenido de Holman, J. P. (2010). *Heat Transfer* (10th ed.). McGraw-Hill Education.

En la figura 2 se ilustra el proceso de transferencia de calor entre dos fluidos separados por una pared sólida. El fluido A cede energía térmica hacia la pared mediante convección, la cual se conduce a través del material con conductividad térmica  $k$ , para luego ser transferida al fluido B también por convección.

#### 1.4.2.2 Coeficiente global de transferencia de calor

Según Incropera et al. (2011), el coeficiente global de transferencia de calor es un valor que permite determinar la cantidad de transferencia de calor que existirá en el sistema de acuerdo con la resistencia térmica y las condiciones presentes [7]. El coeficiente global se expresa de la siguiente mediante la siguiente relación:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o hA)_h} \quad (1.3)$$

En la ecuación (1.3),  $U$  representa el coeficiente global de transferencia de calor y  $A$  el área total. Los términos  $h_c$  y  $h_h$  corresponden a los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío respectivamente. Por otra parte,  $R''_f$  expresa la resistencia asociada al factor de incrustación para ambos fluidos y la variable  $\eta_o$  indican las eficiencias térmicas asociadas a cada una de las superficies.

### 1.4.2.3 Parámetros adimensionales

#### **Número de Reynolds**

Es un parámetro adimensional que compara la inercia del fluido con su viscosidad ( $\mu$ ). Se define matemáticamente a partir de la ecuación (1.4) relacionando la densidad ( $\rho$ ), la velocidad del fluido ( $V$ ) y su longitud característica ( $L$ ):

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (1.4)$$

La magnitud de este parámetro es esencial en el análisis de fluidos, ya que permite determinar si el flujo es laminar o turbulento [7].

#### **Número de Prandtl**

El número de Prandtl expresa cómo se equilibra el transporte de cantidad de movimiento frente al transporte de calor [7]. El valor de este parámetro se define mediante la siguiente expresión (1.5) la cual añade al calor específico del fluido  $C_p$ :

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (1.5)$$

#### **Número de Nusselt**

El número de Nusselt es un parámetro adimensional que mide la relación entre la transferencia de calor por convección y conducción dentro de un fluido [7]. Se modela a partir de la ecuación (1.6):

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (1.6)$$

Este número expresa la eficiencia con la que el calor se transporta mediante el movimiento del fluido en comparación con la conducción.

El valor del número de Nusselt depende del régimen de flujo, las propiedades del fluido y de las condiciones de contorno. En flujo laminar completamente desarrollado, el  $N_u$  tiende a ser constante, mientras que en flujo turbulento varía con el número de Reynolds ( $Re$ ) y el número de Prandtl ( $Pr$ ), a través de correlaciones empíricas expresadas en la ecuación (1.7):

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (1.7)$$

Los valores de C, m y n son constantes experimentales que dependen de la geometría del sistema y de las condiciones térmicas del flujo.

### ***1.4.3 Métodos analíticos de diseño térmico de Intercambiadores de Calor***

#### ***1.4.3.1 Método LMTD o Temperatura Media Logarítmica***

Este método utilizado para el dimensionamiento térmico de intercambiadores de calor se basa en dos condiciones posibles dentro del circuito de transferencia de calor: Flujo Paralelo y Contraflujo [14].

#### ***Flujo Paralelo***

El sistema implica que los dos fluidos que experimentarán una transferencia de calor, desde el más caliente hacia el más frío viajan en la misma dirección [14].

La forma matemática de la temperatura media Logarítmica para este tipo de flujo se expresa en las siguientes ecuaciones (1.8), (1.9) y (1.10):

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (1.8)$$

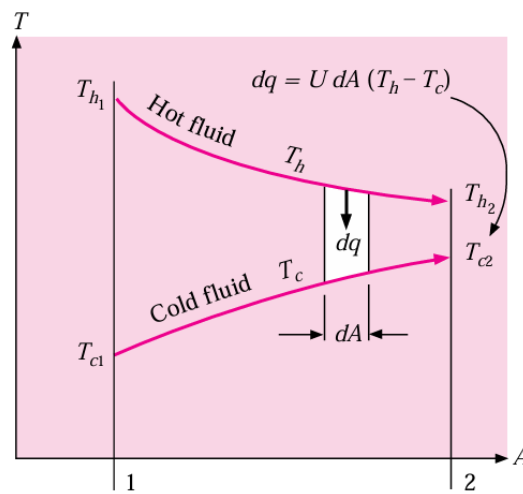
$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (1.9)$$

$$\Delta T_1 = \Delta T_{h,i} - \Delta T_{c,i} \quad (1.10)$$

$$\Delta T_2 = \Delta T_{h,o} - \Delta T_{c,o}$$

**Figura 3**

Distribución de temperatura de los fluidos caliente y frío para la configuración en paralelo



Nota. Obtenido de Holman, J. P. (2010). *Heat Transfer* (10th ed.). McGraw-Hill Education.

La figura 3 ilustra la forma asintótica de las temperaturas de los fluidos durante la transferencia de calor, esta muestra como el fluido frío jamás podrá igualar ni superar la temperatura de salida del fluido caliente.

### **Contraflujo**

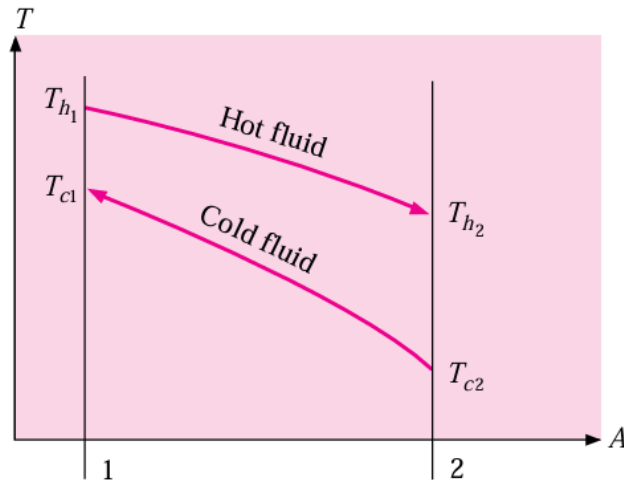
El sistema implica que los dos fluidos que experimentarán una transferencia de calor, desde el más caliente hacia el más frío viajan en direcciones opuestas [14]. La forma matemática de la temperatura media logarítmica para este tipo de configuración se expresa con las siguientes ecuaciones (1.11):

$$\Delta T_1 = \Delta T_{h,i} - \Delta T_{c,o} \quad (1.11)$$

$$\Delta T_2 = \Delta T_{h,o} - \Delta T_{c,i}$$

**Figura 4**

Distribución de temperatura de los fluidos caliente y frío para la configuración contracorriente



Nota. Obtenido de Holman, J. P. (2010). *Heat Transfer* (10th ed.). McGraw-Hill Education.

A partir de la figura 4, se demuestra que en este sistema la temperatura de salida del fluido frío si puede superar o igualar la temperatura de salida del fluido caliente.

#### 1.4.3.2 Método de Efectividad NUT

El método de efectividad NUT o también llamado Número de unidades de transferencia es un parámetro adimensional que se usa para analizar intercambiadores de calor.

Este método se basa en la efectividad que tiene un intercambiador de calor, y se define como la razón entre el calor que se puede transferir realmente y la transferencia de calor máxima que podría ocurrir [14].

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (1.12)$$

Para esto, se define a las sustancias como fluido frío y fluido caliente y se asocian variables como las capacitancias térmicas ( $C_{min}$ ) de los fluidos y se indica que la transferencia de calor máxima que puede ocurrir corresponde al fluido que tenga la menor capacitancia térmica, sin importar cuál de los dos sea el fluido caliente o el fluido frío. De esta manera, la expresión (1.13) define que:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (1.13)$$

#### ***1.4.4 Métodos empíricos de diseño térmico de Intercambiadores de calor***

##### ***1.4.4.1 Método de Kern***

Es un procedimiento empírico simplificado que permite estimar la transferencia de calor y la caída de presión en un intercambiador de calor. Se asume que el flujo es transversal y uniforme, sin desviaciones, fugas o bypass. Por lo cual, bajo estas simplificaciones, permite determinar dimensiones aproximadas y una estimación inicial del rendimiento del equipo con un esfuerzo de cálculo reducido [13].

##### ***1.4.4.2 Método de Bell – Delaware***

El método Bell–Delaware constituye una mejora al incorporar factores de corrección empíricos que representan las condiciones reales de flujo. Este método reconoce que el flujo del fluido no es perfectamente transversal, sino que se distribuye a través de distintas trayectorias debido a la presencia de discontinuidades geométricas.

Estas desviaciones provocan fugas, bypass, zonas de recirculación y áreas de estancamiento, las cuales reducen la efectividad térmica del equipo y aumentan la pérdida de presión.

Estos aspectos son importantes, ya que permiten obtener resultados más precisos, lo que se traduce en un diseño eficiente y optimizado del intercambiador [13]. El procedimiento de diseño del método Bell Delaware se presenta en la figura 5.



## **DWSIM**

DWSIM permite simular el rendimiento térmico y energético del intercambiador, por lo que se utiliza principalmente en la etapa de diseño conceptual para definir las condiciones de operación óptimas. Además, posibilita modelar de forma dinámica la interacción entre el intercambiador, el termotanque y el sistema HVAC. Por lo cual, es una herramienta clave para la evaluación del control térmico y la estabilidad del sistema.

### ***SolidWorks Flow Simulation***

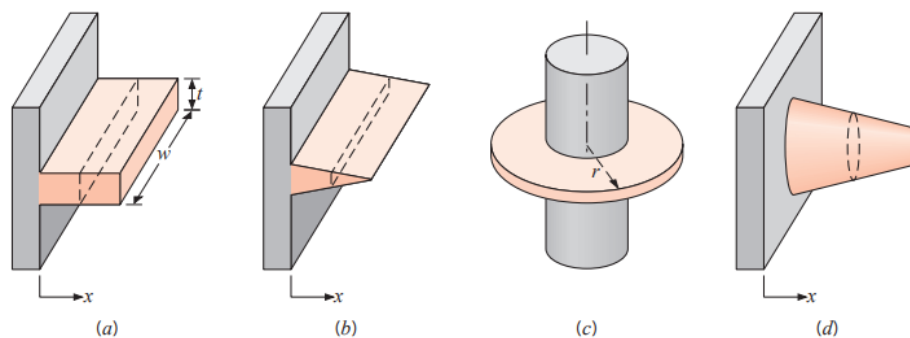
Por otra parte, SolidWorks Flow Simulation emplea análisis CFD para visualizar el flujo y la distribución de temperatura dentro del intercambiador, lo que permite optimizar la geometría interna y asegurar un diseño más eficiente.

#### **1.4.6 Aletas**

Las aletas son extensiones de superficie en un cuerpo, cuyo propósito es aumentar el área de la superficie exterior del cuerpo a fin de mejorar la transferencia de calor entre el cuerpo y sus alrededores [7]. Tal como se muestra en la figura 6, estas pueden tener diferentes configuraciones utilizadas en sistemas de intercambio térmico.

**Figura 6**

*Tipos de aletas según su geometría y forma constructiva*



*Nota.* Obtenido de Incropera, F., DeWitt, D., Bergman, T., & Lavine, A. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (7th ed.). Wiley.

Para describir el comportamiento térmico de las aletas, se establecen cuatro condiciones de frontera que establecen la forma en que se transfiere el calor. Estas condiciones se resumen en la figura 7.

**Figura 7**

*Distribución de temperatura y pérdida de calor en aletas de sección uniforme*

Case	Tip Condition ( $x = L$ )	Temperature Distribution $\theta/\theta_b$	Fin Heat Transfer Rate $q_f$
A	Convection heat transfer: $h\theta(L) = -kd\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.75)	$M \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.77)
B	Adiabatic: $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$ (3.80)	$M \tanh mL$ (3.81)
C	Prescribed temperature: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$ (3.82)	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL}$ (3.83)
D	Infinite fin ( $L \rightarrow \infty$ ): $\theta(L) = 0$	$e^{-mx}$ (3.84)	$M$ (3.85)

$\theta \equiv T - T_\infty$        $m^2 \equiv hP/kA_c$   
 $\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty$        $M \equiv \sqrt{hPkA_c} \theta_b$

*Nota.* Obtenido de Incropera, F., DeWitt, D., Bergman, T., & Lavine, A. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (7th ed.). Wiley.

La primera condición establece que la transferencia de calor se transfiere por convección en la punta de la aleta, la segunda indica que la punta de la aleta se encuentra aislada y por lo tanto es adiabática. La tercera condición establece que la punta de la aleta está a una temperatura constante y predeterminada. Finalmente, la última condición se establece para aletas lo suficientemente grandes para ser consideradas infinitas.

#### 1.4.7 Sistemas de Aire Acondicionado y Climatización (HVAC)

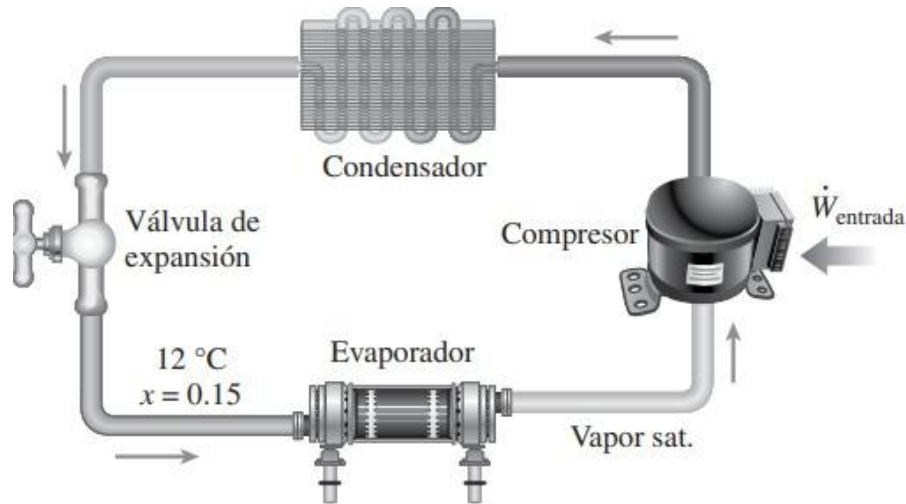
Los sistemas de climatización, también conocidos HVAC, son responsables de controlar la temperatura, humedad y calidad del aire dentro de un espacio cerrado. En el ámbito doméstico, su función principal es proporcionar confort térmico, manteniendo condiciones estables en función del clima y las preferencias del usuario.

El principio de funcionamiento de estos sistemas se basa en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, un proceso termodinámico cerrado que permite transferir calor de una

zona fría a una más caliente mediante un refrigerante [8]. Este ciclo está compuesto por cuatro etapas fundamentales presentados en la figura 8:

**Figura 8**

*Diagrama de un sistema HVAC*



*Nota.* Obtenido de Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Termodinámica* (8ª ed.). McGraw-Hill Education.

### Compresión

El refrigerante en estado gaseoso entra al compresor a baja presión y temperatura. Allí es comprimido, aumentando su presión y temperatura hasta convertirse en un gas caliente de alta energía [8].

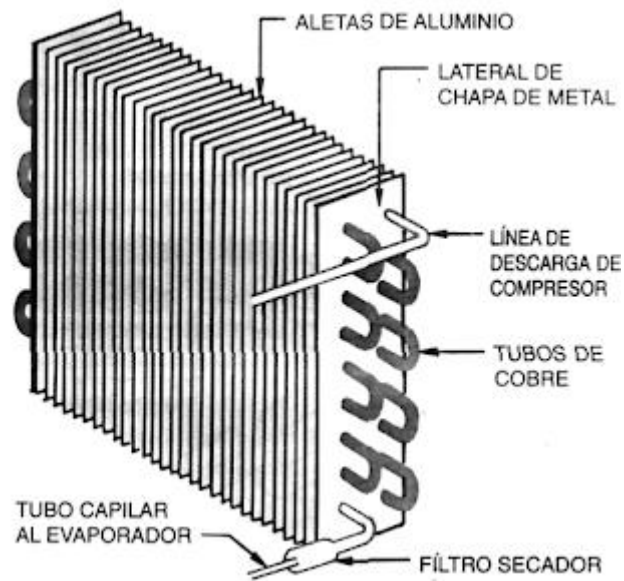
$$\dot{W}_c = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \quad (1.14)$$

### Condensación

El gas caliente fluye hacia el condensador, donde libera su calor al aire exterior y se transforma en líquido. El calor cedido producto de este proceso se expresa como [8]:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) \quad (1.15)$$

Es importante mencionar que, el elemento principal de este proceso es el condensador, el cual actúa como un intercambiador de calor formado por tubos de cobre con aletas de aluminio que amplían la superficie de intercambio térmico. El ventilador impulsa el aire a través del serpentín, favoreciendo la disipación del calor del refrigerante hacia el medio ambiente.

**Figura 9***Condensador de tubo con aletas*

*Nota.* Obtenido de “El condensador del aire acondicionado”, Temas de Refrigeración y Aire Acondicionado, dic. 2012. [16].

## Expansión

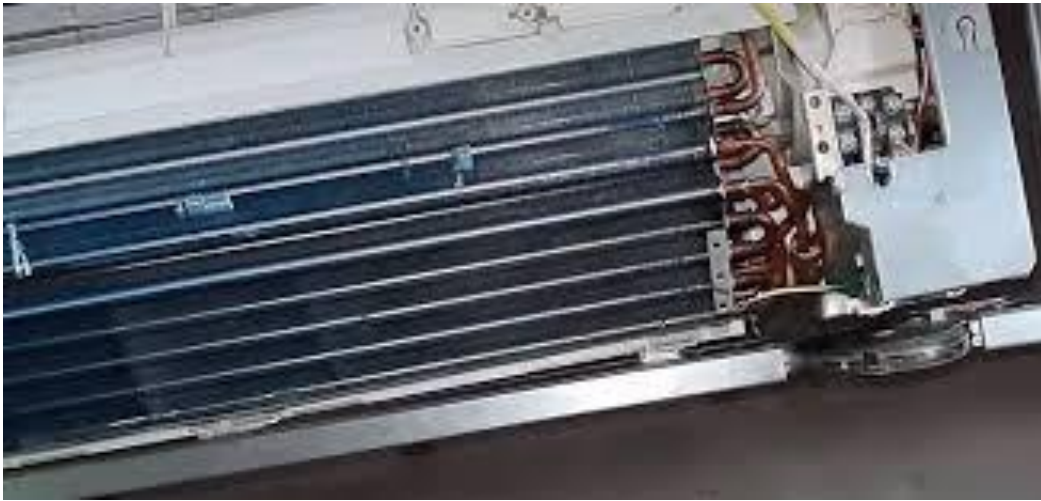
El refrigerante líquido pasa por una válvula de expansión, disminuyendo su presión y temperatura de manera abrupta [8].

## Evaporación

Finalmente, el refrigerante entra al evaporador, donde absorbe el calor del aire interior y se evapora completamente, volviendo a su estado gaseoso. El aire enfriado es recirculado al ambiente interior, y el ciclo se repite [8].

$$Q_{evap} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) \quad (1.16)$$

Al igual que el condensador, el evaporador es un intercambiador de calor de superficie extendida, diseñado para maximizar la absorción térmica del aire. Tal como se observa en la figura 10, está constituido por serpentines de cobre o aluminio rodeados de aletas delgadas que incrementan el área de contacto y la eficiencia de la convección.

**Figura 10***Evaporador de una unidad individual*

*Nota.* Obtenido de P. Espiñeira, “¿Qué es un evaporador de aire acondicionado?”, Caloryfrio.com, 20 ago. 2021. [17].

#### **1.4.8 Coeficiente de Desempeño (COP)**

Durante este ciclo, el coeficiente de desempeño (COP) de un sistema HVAC se define como la relación entre la capacidad de enfriamiento y el trabajo del compresor a partir de la siguiente expresión [8]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{comp}} \quad (1.17)$$

#### **1.4.9 Sistemas DHW (Domestic Hot Water)**

Los sistemas DHW son los encargados de elevar la temperatura del agua fría proveniente de la red doméstica con el fin de garantizar confort y condiciones higiénicas dentro del hogar [9].

##### **1.4.9.1 Clasificación de los sistemas DHW**

Estos se clasifican en función de la fuente de energía utilizada de la siguiente manera:

##### **Eléctricos**

Transforman la energía eléctrica en calor a partir de resistencias internas, son fáciles de instalar y mantener, pero generan altos costos de consumo [10].

**Figura 11**

*Componentes principales de un termotanque Eléctrico*



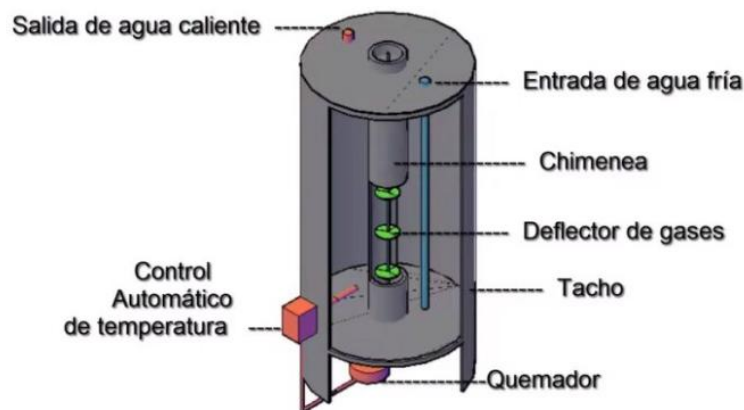
*Nota.* Obtenido de Tuandco, “Cómo funciona un termo eléctrico”, s. f. [10].

## A Gas

Es un termotanque que emplea gas natural para su operación. Tienen un bajo costo operativo, aunque requieren ventilación y mantenimiento continuo para un funcionamiento seguro [11].

**Figura 12**

*Componentes principales de un termotanque a gas*



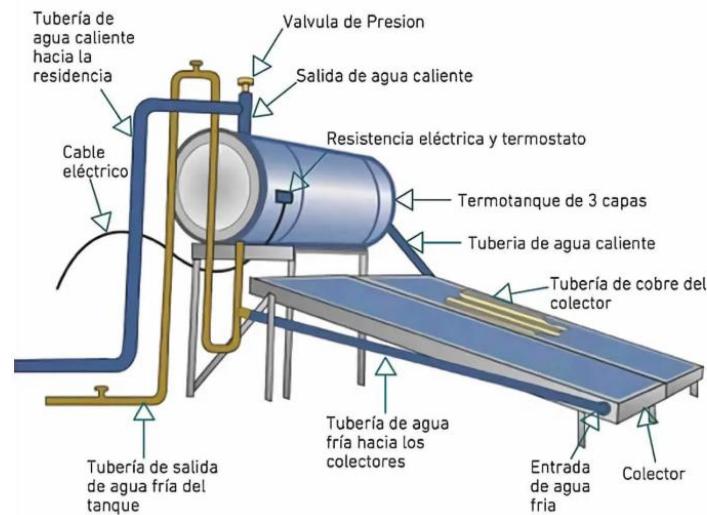
*Nota.* Obtenido de V. Romero, “Cuánto tiempo puede durar un termotanque a gas antes de fallar”, Instituto Ideas, 23 ene. 2025. [11].

## Solares

Captan la energía solar mediante paneles térmicos, son limpios y eficientes, pero su rendimiento depende del clima y la radiación solar disponible [12].

**Figura 13**

*Componentes principales de un termotanque solar*



*Nota.* Obtenido de Esmihobby, “Como realizar mantenimiento a calentadores solares”, Esmijovi, mar. 2023. [12].

### 1.4.10 Sistemas Integrados de Transferencia y Recuperación de Calor

Los sistemas integrados HVAC – DHW combinan el funcionamiento del aire acondicionado con la producción de agua caliente sanitaria, aprovechando el calor residual del ciclo de refrigeración para calentar agua mediante un intercambiador de calor auxiliar.

Este principio, basado en la recuperación térmica, ha sido aplicado por diversas empresas que han desarrollado diversas tecnologías comerciales que se presentan a continuación.

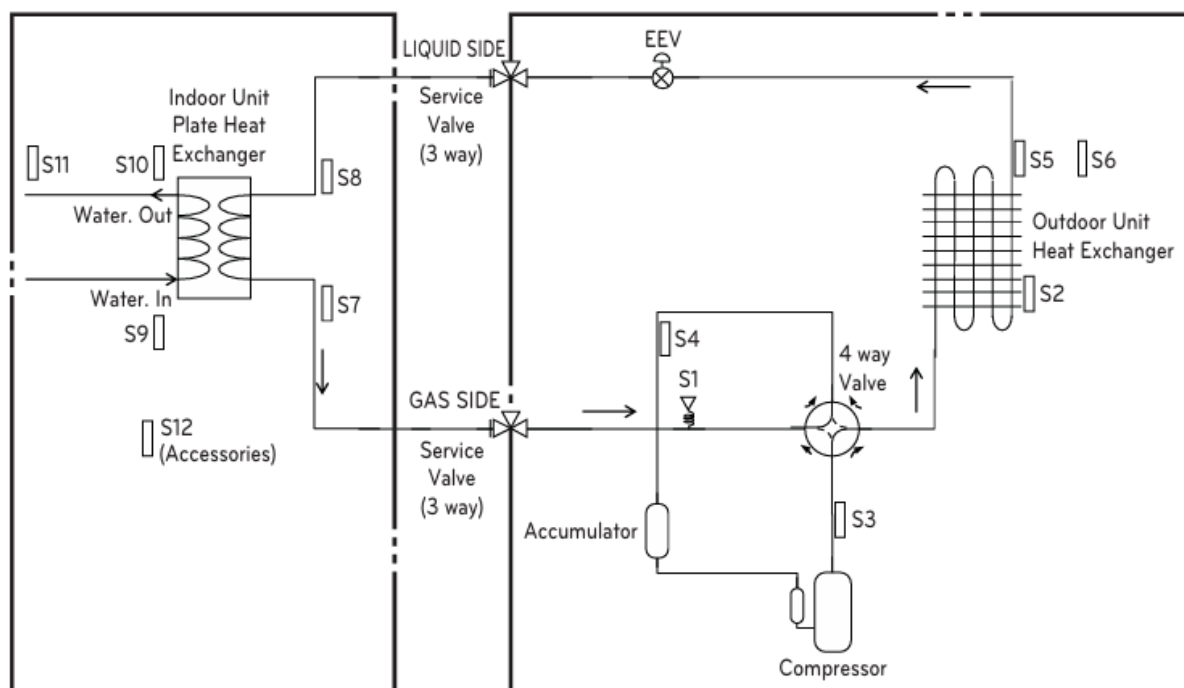
#### 1.4.10.1 Therma V R410A IWT

El sistema Therma V R410A IWT de LG Electronics es una bomba de calor aire-agua que utiliza el calor residual del refrigerante R410A para calentar agua mediante un intercambiador de placas.

La figura 14 muestra el diagrama P&ID del ciclo de refrigeración del equipo, donde se observa la disposición de los principales componentes: compresor, válvula de expansión, intercambiador de calor interior (placas) e intercambiador exterior (unidad HVAC).

**Figura 14**

*Diagrama P&ID del ciclo de refrigeración del equipo Therma V*

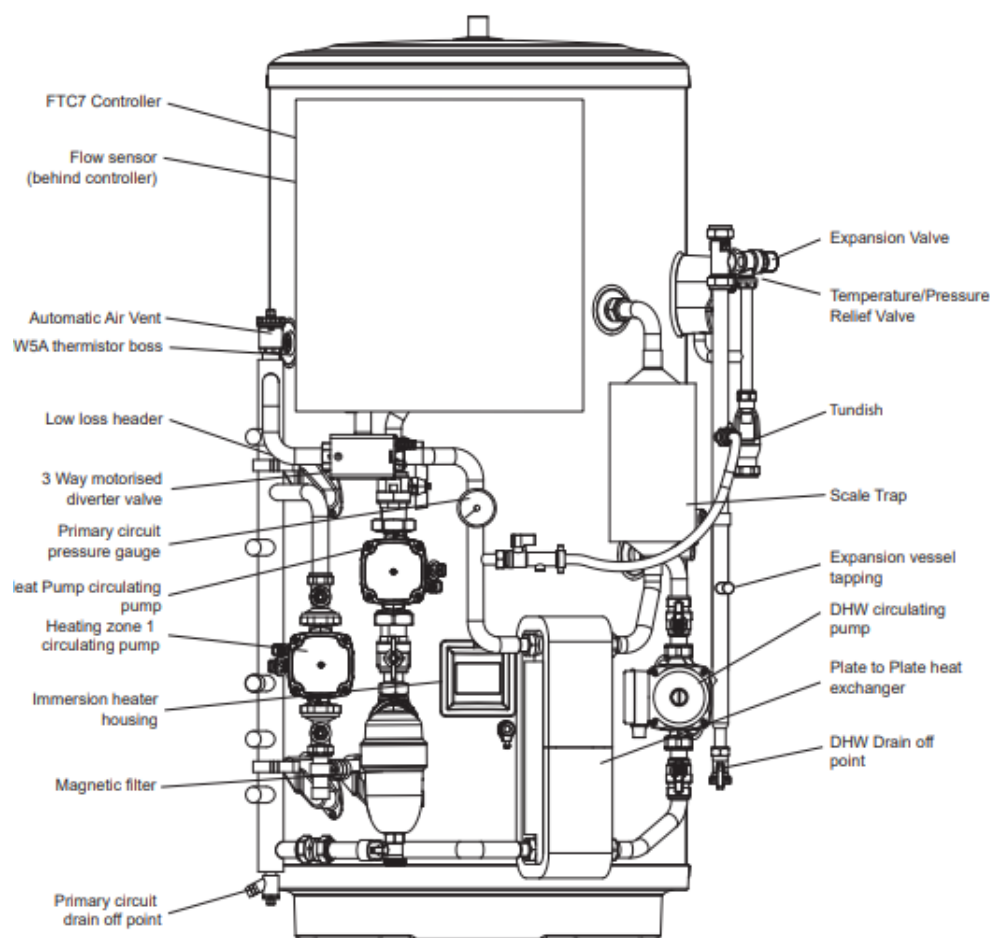


*Nota.* Obtenido de LG Electronics. (2022). *Therma V R410A IWT Installation Manual.*

#### 1.4.10.2 Ecodan PUZ - WZ

De forma similar, el sistema ECODAN PUZ-WZ de Mitsubishi Electric es una bomba de calor aire-agua monobloque, la cual opera mediante recuperación del calor del aire exterior, transfiriendo la energía al circuito de agua mediante un intercambiador de placas de alta eficiencia.

La Figura 15 muestra las principales partes del equipo ECODAN PUZ-WZ, donde se aprecia la disposición del controlador, el intercambiador de placas, las válvulas de expansión y los circuitos de circulación de agua sanitaria.

**Figura 15***Partes del equipo ECODAN PUZ - WZ*

*Nota.* Obtenido de Mitsubishi Electric. (2023). Ecodan PUZ-WZ Technical Catalogue.

### **1.4.10.3 Daikin Multi+ 4MWXM-A9**

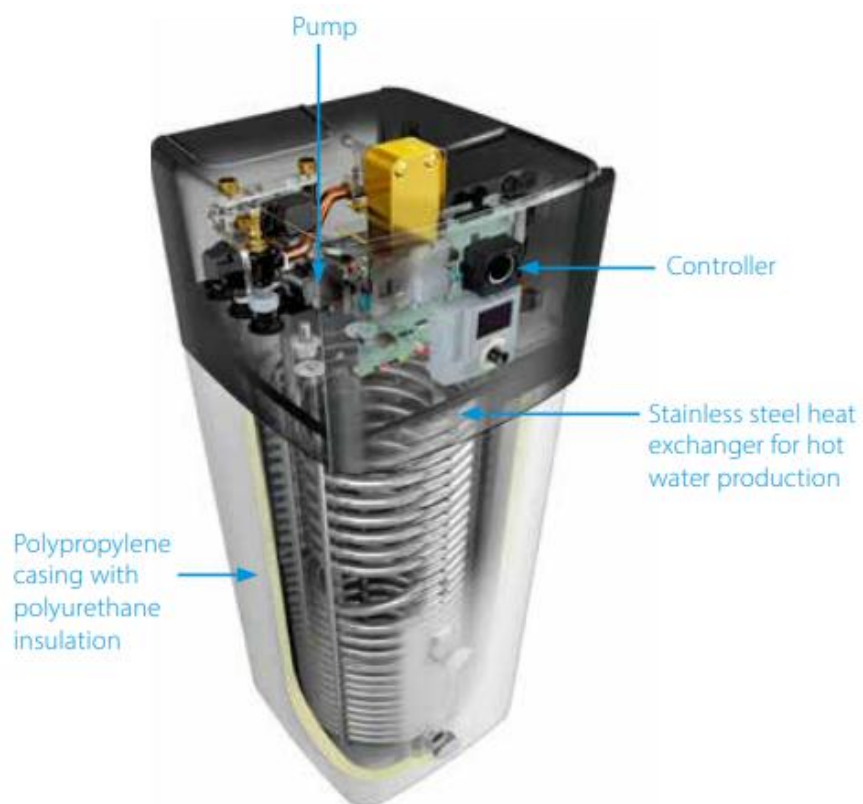
Por último, el sistema Daikin Multi+ corresponde a una solución tipo multisplit que integra climatización y producción de agua caliente sanitaria mediante un termotanque dedicado conectado al sistema. En esta configuración, el termotanque incorpora un intercambiador de calor interno tipo serpentín para la transferencia de energía al volumen de agua almacenada. Adicionalmente, el sistema incluye un intercambiador de placas soldadas, encargado de transferir calor entre el refrigerante y el circuito hidráulico de agua sanitaria.

La Figura 16 presenta los principales componentes internos del termotanque asociado al sistema Daikin Multi+, donde se observa la disposición del intercambiador de calor, las

conexiones hidráulicas de entrada y salida, y los elementos de control y seguridad requeridos para una operación estable del almacenamiento de ACS.

**Figura 16**

*Partes del equipo Daikin Multi+ 4MXXM-A9*



*Nota.* Obtenido de Daikin Altherma 3, Product catalogue 2018, p. 9.

## Capítulo 2

## **2. Metodología**

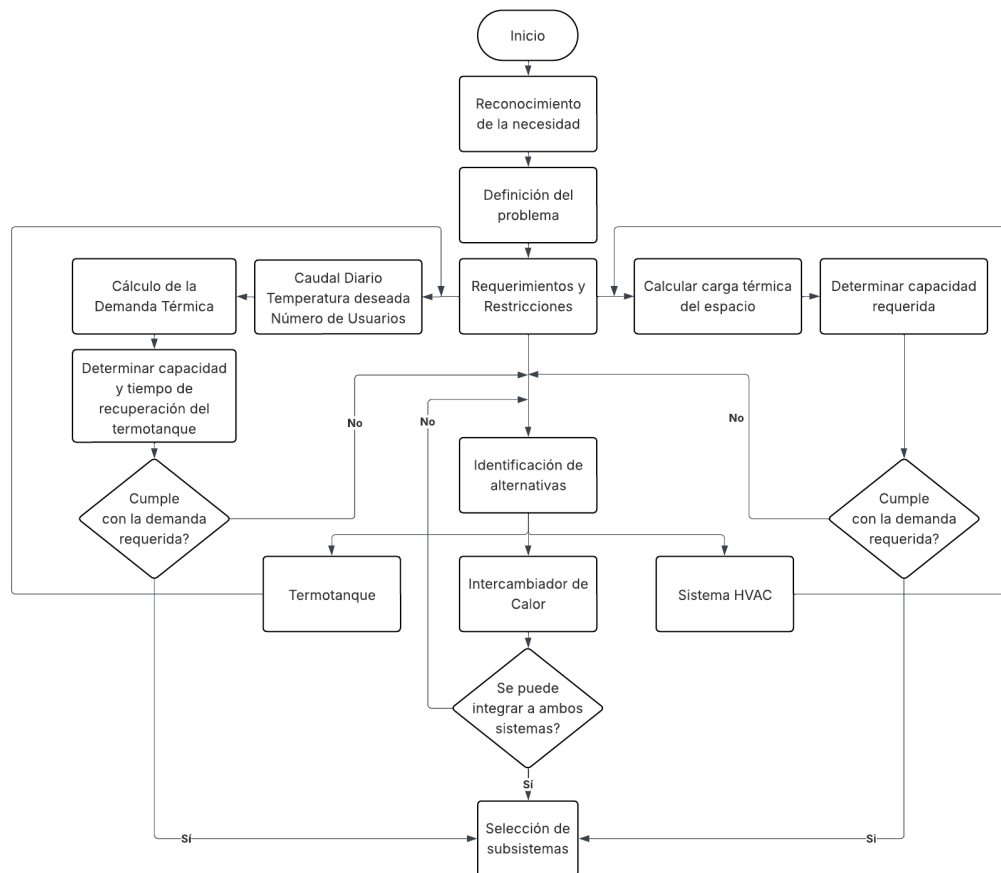
El desarrollo del proyecto se basó en un enfoque metodológico de diseño técnico y normativo, en el cual se tomaron como referencia las principales normas que regulan la construcción y desempeño de equipos térmicos. Se consideraron las directrices de la ASHRAE (2022) y la normativa NEC – 11 para la selección del Sistema Multisplit y los Termotanques respectivamente, la Sección VIII División 2 del ASME BPVC (2023) para el diseño de componentes sometidos a presión y las especificaciones del TEMA (2019), que establecen los criterios para el cálculo y selección de intercambiadores de calor.

A partir de estas normas se establecieron las condiciones generales de operación y los principales parámetros de diseño.

A continuación, a partir de las figuras 17, 18 y 19 se presentan los diagramas de flujo que describen la metodología seguida para el diseño del sistema integrado.

Figura 17

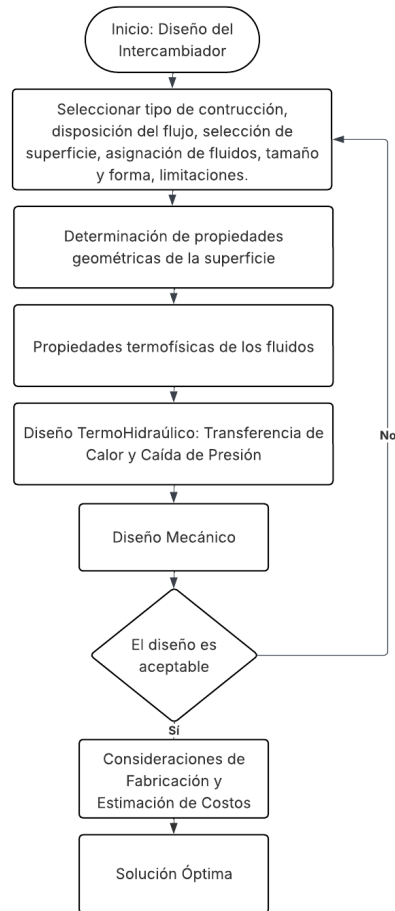
Diagrama de flujo de la metodología de diseño



*Nota.* La figura resume el flujo general de la metodología aplicada, desde la selección de subsistemas hasta la validación del sistema integrado.

**Figura 18**

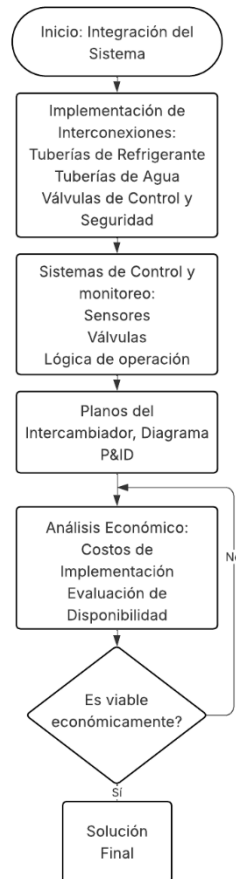
*Diagrama de flujo de la metodología de diseño (Diseño Optimizado del Intercambiador)*



*Nota.* La figura presenta las etapas usadas para dimensionar y optimizar el intercambiador, incluyendo criterios de diseño, cálculo térmico e iteración de parámetros

**Figura 19**

*Diagrama de flujo de la metodología de diseño (Integración del sistema)*



*Nota.* La figura describe los pasos de integración del HVAC, el intercambiador y los termotanques, y la secuencia de simulación para evaluar el desempeño del conjunto.

## 2.1 Diagrama de forma inicial del sistema integrado

Con el fin de representar de manera clara la disposición general de los equipos y las conexiones entre los distintos circuitos del sistema, se realizó el diseño de forma del sistema integrado a partir de un diagrama P&ID tal como se observa en la figura 20, donde se representaron las trayectorias del refrigerante y del agua sanitaria, así como la ubicación del intercambiador de calor y de los principales elementos de control y protección.

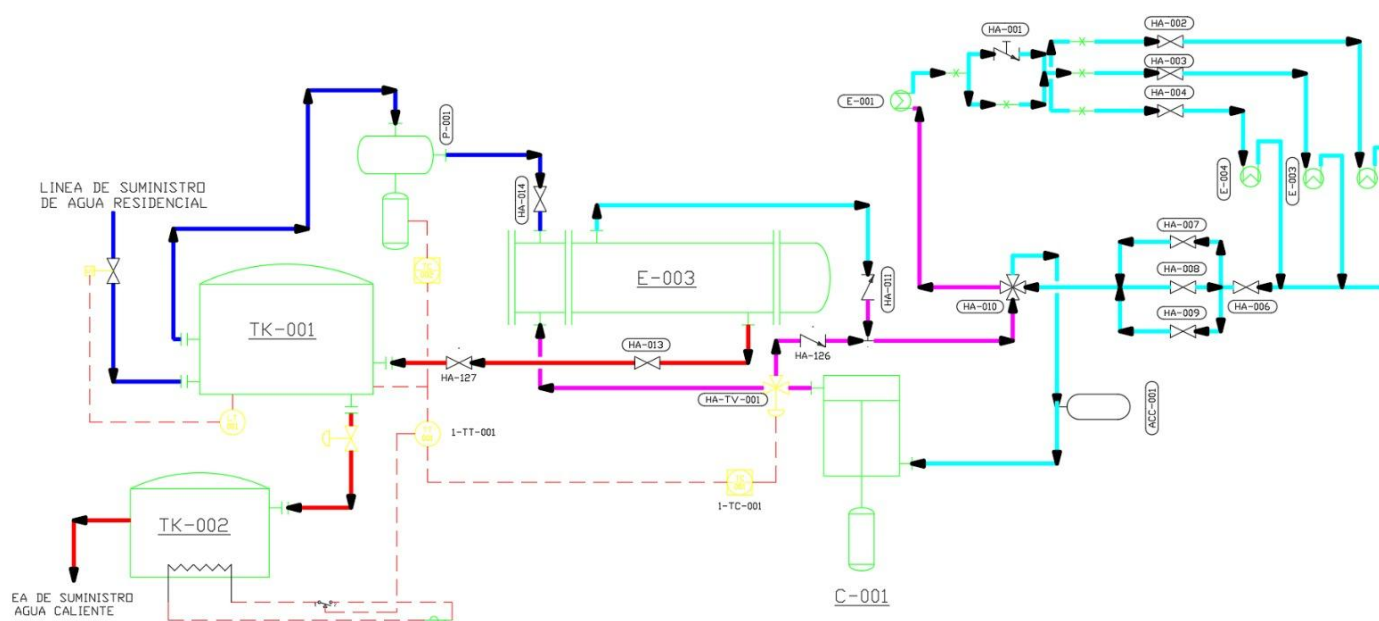
Se utilizó una disposición de dos termotanques en serie, con el objetivo de almacenar la energía recuperada en el termotanque principal y asegurar una entrega estable de agua caliente

mediante el termotanque secundario como etapa de respaldo para alcanzar la temperatura objetivo.

Por otra parte, en la Figura 21 se mostró la tabla de etiquetas y la descripción de los componentes del diagrama, lo que permitió identificar cada equipo y línea de proceso de manera ordenada.

**Figura 20**

*Diagrama PID inicial del sistema integrado*



*Nota.* La figura muestra el diagrama P&ID inicial del sistema integrado, con las rutas del refrigerante y del agua sanitaria y los equipos principales

**Figura 21**

Tabla de etiquetas de equipos mostrados en el diagrama PID

(E-003) INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA	(HA-006) VALVULA DE BOLA MANUAL
(C-001) COMPRESOR	(HA-007) VALVULA DE BOLA MANUAL
(TK-001) TERMOTANQUE N°1	(HA-008) VALVULA DE BOLA MANUAL
(TK-002) TERMOTANQUE N°2	(HA-009) VALVULA DE BOLA MANUAL
(E-001) CONDENSADOR	(HA-010) VALVULA DE 4 VIAS
(E-002) EVAPORADOR	(HA-011) VALVULA CHECK
(ACC-001) ACUMULADOR DE REFRIGERANTE	(HA-012) VALVULA DE 3 VIAS
(HA-001) VALVULA CHECK	(HA-013) VALVULA DE BOLA MANUAL
(HA-002) VALVULA DE BOLA MANUAL	(HA-014) VALVULA DE BOLA MANUAL
(HA-003) VALVULA DE BOLA MANUAL	(HA-015) VALVULA DE BOLA MANUAL
(HA-004) VALVULA DE BOLA MANUAL	(HW-CV-001) VALVULA DE CONTROL DE FLUJO DE AGUA CALIENTE
(HA-005) VALVULA DE BOLA MANUAL	
← Línea de agua fría	
← Línea de agua caliente	
← Línea de refrigerante caliente	
← Línea de refrigerante frío	

Nota. La figura presenta la tabla de etiquetas de equipos y válvulas del diagrama P&ID, junto con la codificación de colores para identificar las líneas de agua y refrigerante.

## 2.2 Alternativas de Solución

Los parámetros críticos de diseño sirvieron como base para plantear las diferentes alternativas de selección y diseño correspondientes a los tres subsistemas principales: El sistema HVAC, los termotanques y el intercambiador de calor.

El análisis de alternativas se desarrolló en dos niveles: el primero, enfocado en la selección técnica de los equipos comerciales más adecuados para el sistema multisplit y los termotanques; y el segundo, orientado al diseño detallado del intercambiador de calor.

En los apartados siguientes se describen las alternativas consideradas para cada subsistema y sus características principales.

### 2.2.1 Sistema HVAC Multisplit

#### 2.2.1.1 Comfort Star Multizona CM3 – 27 – 3ZX

Es un sistema multisplit de tres zonas con combinación de capacidades 9, 12 y 12 kBTU/h. Utiliza refrigerante R410A y tecnología de expansión electrónica, permitiendo una

operación eficiente y estable. La tabla 1 muestra el análisis general del sistema multisplit Comfort Star, considerando su desempeño y viabilidad dentro del sistema HVAC propuesto. Para más detalles revisar el Apéndice G.

**Tabla 1**

*Fortalezas y debilidades del sistema Comfort Star CM3-27-3ZX*

Fortalezas	Debilidades
Presiones de descarga adecuadas (3.4 MPa) para recuperación térmica controlada.	Menor eficiencia frente a equipos inverter modernos.
Buen rendimiento estacional (EER > 21) para equipos inverter.	Requiere espacio físico mayor para tendido de líneas.
Diseño compacto y conexiones estándar de refrigerante R410A.	No dispone de sistema de autodiagnóstico ni monitoreo remoto.
Componentes de fácil acceso y repuestos disponibles localmente.	Mayor variabilidad en desempeño real según condiciones de instalación y longitud de tuberías.

### **2.2.1.2 Samsung Multisplit Inverter AJ052TXJ3KG/UE**

Sistema de tres unidades interiores, con capacidad total de 5.2 kW (17.700 BTU/h), que utiliza refrigerante R410A y tecnología inverter de frecuencia variable. En la tabla 2 se presenta la evaluación del sistema multisplit Samsung, con el propósito de determinar su compatibilidad con el diseño planteado. Para más detalles revisar el Apéndice G.

**Tabla 2***Fortalezas y debilidades del sistema Samsung AJ052TXJ3KG/UE*

Fortalezas	Debilidades
Control inverter permite modular la temperatura y presión de descarga del refrigerante.	Mayor complejidad de control para integrar la derivación hacia el intercambiador.
Alta eficiencia estacional (SEER > 18) y reducción de consumo eléctrico hasta 30 %.	Costo inicial más elevado que equipos convencionales.
Tecnología Free Joint Multi, que facilita el tendido y disposición flexible de tuberías.	Requiere instalación profesional certificada.
Incluye autodiagnóstico, control digital y protección electrónica de presión.	Mayor sensibilidad a fluctuaciones.

### 2.2.1.3 Comparación de alternativas

**Tabla 3***Comparación de alternativas del sistema HVAC*

Criterio	Comfort Star CM3-27-3ZX	Samsung AJ052TXJ3KG/UE
Capacidad total (BTU/h)	27 000 (9+12+12)	17.700 (trizona inverter)
Eficiencia energética (EER)	Alta	Muy alta (inverter digital)
Integración con sistema DHW	Posible mediante línea de descarga	Limitada por diseño del compresor
Nivel de ruido operativo	Medio	Bajo
Facilidad de instalación	Alta	Media
Mantenimiento y repuestos	Fácil disponibilidad local	Repuestos importados
Costo relativo	Medio	Alto

La tabla 3 presenta la comparación general de las alternativas seleccionadas para el sistema HVAC, considerando aspectos de capacidad térmica, eficiencia energética, facilidad de instalación y mantenimiento, con el propósito de identificar el equipo más adecuado para su integración al sistema propuesto.

## 2.2.2 Termotanque primario

### 2.2.2.1 Radiance Max 200L

Termotanque eléctrico de acumulación con capacidad de 200 litros (40 galones), tensión 220 - 240 V, potencia nominal 6 kW y tanque interno en acero inoxidable con aislamiento de poliuretano de 50 mm. La tabla 4 resume los resultados del análisis del termotanque Radiance, realizado con base en su funcionamiento general y nivel de eficiencia esperado. Para más detalles revisar el Apéndice G.

**Tabla 4**

*Fortalezas y debilidades del termotanque Radiance Max 200 L*

Fortalezas	Debilidades
Volumen de 200 L adecuada para familias numerosas o consumos simultáneos.	Mayor consumo eléctrico comparado con modelos de menor potencia.
Recuperación térmica rápida gracias a la alta potencia térmica (6 KW).	Peso elevado y dimensiones amplias que dificultan su instalación en espacios reducidos.
Tanque de acero inoxidable y aislamiento de poliuretano de 50 mm que prologan la vida útil.	Requiere instalación profesional certificada.
Conexiones superiores que simplifican la integración con sistemas de recirculación	Costo inicial alto frente a equipos domésticos estándar.

### 2.2.2.2 Almetal EcoTank

La marca Almetal EcoTank representa un termotanque eléctrico de 60 gal, con tanque en acero inoxidable/galvanizado, resistencia de 5000 - 6000 W, tensión 220 V y recubrimiento epóxico grado alimenticio. En la tabla 5 se incluye la evaluación general del modelo Ecotank, considerando su desempeño dentro de un sistema doméstico de calentamiento de agua. Para más detalles revisar el Apéndice G.

**Tabla 5**

*Fortalezas y debilidades del termotanque Almetal EcoTank 40 gal*

Fortalezas	Debilidades
Costo moderado y fácil disponibilidad comercial.	Capacidad intermedia (60 gal/227L) con respecto al coste del producto.
Adecuado para hogares con demanda térmica moderada.	Aislamiento térmico y revestimiento de menor durabilidad que reducen la eficiencia energética.
Aislamiento térmico de 50 mm de poliuretano mejora el mantenimiento de temperatura.	Falta de conexiones superiores o boquillas auxiliares para recirculación.
Tanque en acero inoxidable/galvanizado con revestimiento epóxico, mejora durabilidad.	Requiere instalación profesional certificada.
Diseño estructural compacto que facilita su ubicación en espacios reducidos.	Mayor pérdida de calor durante los periodos de inactividad.

### 2.2.2.3 Termotanque 100 L Marca Grupo Juan Álvarez

Es un sistema de almacenamiento fabricado en acero quirúrgico con aislamiento térmico de poliuretano de 50 mm, diseñado para operar a una tensión de 220 V con una potencia de 3kW.

La tabla 6 presenta el análisis comparativo del termotanque Juan Álvarez, en función de su desempeño operativo y su adecuación al sistema propuesto. Para más detalles revisar el Apéndice G.

**Tabla 6**

*Fortalezas y debilidades del termotanque Grupo Juan Álvarez*

Fortalezas	Debilidades
Volumen de 100 L adecuado para viviendas de 3 – 4 personas.	Limitado para demandas superiores o uso simultáneo en múltiples puntos.
Doble resistencia ( $2 \times 1500$ W) reduce el tiempo de calentamiento (1 h 45 min).	El funcionamiento simultáneo de ambas resistencias incrementa el consumo eléctrico.
Tanque interno en acero quirúrgico y ánodo de magnesio que evitan la corrosión.	Peso elevado (195 kg) que dificulta la manipulación en instalaciones verticales.
Fácil reemplazo de resistencias, ánodo y breaker de seguridad accesible.	Requiere drenado periódico para eliminar sedimentos acumulados.
Dispone de puertos dedicados para conexión a panel solar o circuito de recirculación.	Puede requerir válvulas antirretorno adicionales para evitar mezcla de flujos.

#### **2.2.2.4 Comparación de alternativas**

En la tabla 7 se muestran las alternativas evaluadas para el sistema de almacenamiento de agua caliente sanitaria, donde se analizan parámetros de capacidad, aislamiento térmico, tiempo de recuperación y facilidad de integración hidráulica con el sistema de recirculación.

**Tabla 7***Comparación de alternativas del Termotanque primario*

Criterio	Radiance MAX	Almetal Ecotank	Juan Álvarez
Capacidad de almacenamiento (L)	200	227	100
Tiempo de recuperación (h)	1.5	2.0	2.3
Aislamiento térmico	Excelente (50 mm)	Bueno (45 mm)	Excelente (50 mm)
Durabilidad estructural	Alta	Media	Alta
Integración hidráulica (recirculación)	Alta	Limitada	Alta
Facilidad de mantenimiento	Media	Alta	Alta
Costo relativo	Alto	Bajo	Medio

### **2.2.3 Termotanque secundario**

#### **2.2.3.1 Termotanque 50 L Marca Grupo Juan Álvarez**

Termotanque eléctrico de acumulación con capacidad de 50 litros, tensión 220 V, potencia nominal 3000 W y temperatura máxima de 75 °C. La tabla 8 resume los resultados del análisis del termotanque Juan Álvarez, realizado con base en su funcionamiento general y su capacidad de respuesta como respaldo del sistema. Para más detalles revisar el Apéndice G.

**Tabla 8***Fortalezas y debilidades del termotanque Grupo Juan Álvarez*

Fortalezas	Debilidades
Capacidad de 50 L que mejora la respuesta dinámica del sistema como respaldo.	Menor volumen de almacenamiento, por lo que puede requerir ciclos más frecuentes.
Alta potencia térmica (3000 W) para ajuste rápido de temperatura.	Exige una instalación eléctrica a 220 V y protecciones acordes a la potencia instalada.
Temperatura máxima de operación de 75 °C útil para control y margen térmico.	Falta de monitoreo remoto.
Construcción con acero e aislamiento térmico, lo que reduce pérdidas y mejora durabilidad.	Aumento del consumo eléctrico si se trabaja de forma continua.

### **2.2.3.2 Termotanque Radiance SLIM Smart Home 80 L**

La marca Radiance SLIM Smart Home representa un termotanque eléctrico de acumulación con capacidad de 80 litros, tensión nominal 220 V a 240 V y potencia nominal de 4.5 kW. En la Tabla 9 se incluye la evaluación general del modelo SLIM Smart Home, considerando su desempeño esperado y su factibilidad de integración como etapa secundaria del sistema. Para más detalles revisar el Apéndice G.

**Tabla 9***Fortalezas y debilidades del termotanque SLIM Smart Home 80 L*

Fortalezas	Debilidades
Capacidad de 80 L, que mejora la continuidad del suministro ante variaciones de demanda.	Mayor potencia instalada, por lo que requiere una instalación eléctrica más robusta.
Reposición rápida reportada (aprox. 10 a 15 min), útil para eventos de consumo.	Exige una instalación eléctrica a 220 V.
Configuración Smart Home, que facilita programación y operación.	Costo de adquisición mayor frente a equipos similares.
Permite programación de horarios, lo que optimiza la operación del respaldo.	Depende de una correcta configuración y, en algunos casos, de conectividad estable para aprovechar las funciones smart.

### **2.2.3.3 Comparación de alternativas**

En la tabla 10 se muestran las alternativas evaluadas para el sistema de almacenamiento de agua caliente sanitaria, donde se analizan parámetros de capacidad, aislamiento térmico, tiempo de recuperación y facilidad de integración hidráulica con el sistema de recirculación.

**Tabla 10***Comparación de alternativas del Termotanque secundario*

Criterio	Juan Álvarez	Radiance Slim
Capacidad de almacenamiento (L)	50	80
Tiempo de recuperación (h)	1.5	2.3
Aislamiento térmico	Excelente (50 mm)	Excelente (50 mm)
Durabilidad estructural	Alta	Alta
Integración hidráulica (recirculación)	Media	Baja
Facilidad de mantenimiento	Media	Alta
Costo relativo	Medio	Alto

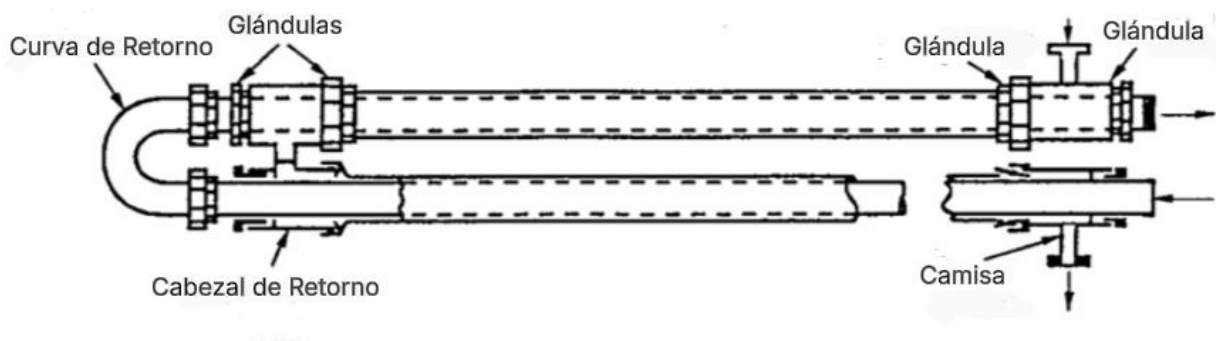
#### **2.2.4 Intercambiador de Calor**

##### **2.2.4.1 Intercambiador de Tubo Doble**

Esta alternativa plantea el uso de un intercambiador de tubos concéntricos, conformado por dos tubos dispuestos uno dentro del otro. El refrigerante caliente circula por el tubo interior, mientras que el agua sanitaria fluye en dirección opuesta por el espacio anular [13]. La tabla 11 contiene la información general del intercambiador de doble tubo, utilizado como alternativa base dentro del proceso de selección.

**Tabla 11***Características principales del Intercambiador de Doble Tubo*

Fortalezas	Debilidades
Diseño compacto y de fácil fabricación.	Capacidad limitada para grandes caudales de agua
Buena eficiencia térmica gracias al flujo en contracorriente.	Requiere mayor longitud de instalación.
Alta resistencia a la presión del refrigerante	Dificultad para incrementar su capacidad térmica.
Fácil instalación y bajo mantenimiento.	Sensible a pérdidas de rendimiento si hay incrustaciones.

**Figura 22***Componentes principales de un intercambiador de tubo doble*

*Nota.* Adaptado de Serth, R. W. (2007). *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. Academic Press.

En la figura 22 se observa un intercambiador de tubo doble, conformado por un tubo interior y una camisa exterior. El diseño incluye elementos como el cabezal de retorno y la curva de retorno, que permiten el cambio de dirección del flujo interno, así como empaques o glándulas para asegurar el cierre hermético del sistema.

### 2.2.4.2 Intercambiador de Tubo y Coraza

Es un intercambiador compuesto por un grupo de tubos dispuestos dentro de una carcasa metálica o coraza. Su principio de funcionamiento consiste en que uno de los fluidos circula por el interior de los tubos, mientras que, el otro fluye alrededor de ellos dentro de la coraza [13].

El diseño permite manejar mayores caudales y obtener una transferencia de calor eficiente a partir de la presencia de deflectores internos, que incrementan la turbulencia y mejoran el contacto entre los fluidos. En la tabla 12 se presentan los resultados del análisis del intercambiador de tubo y coraza, considerado dentro del conjunto de alternativas evaluadas.

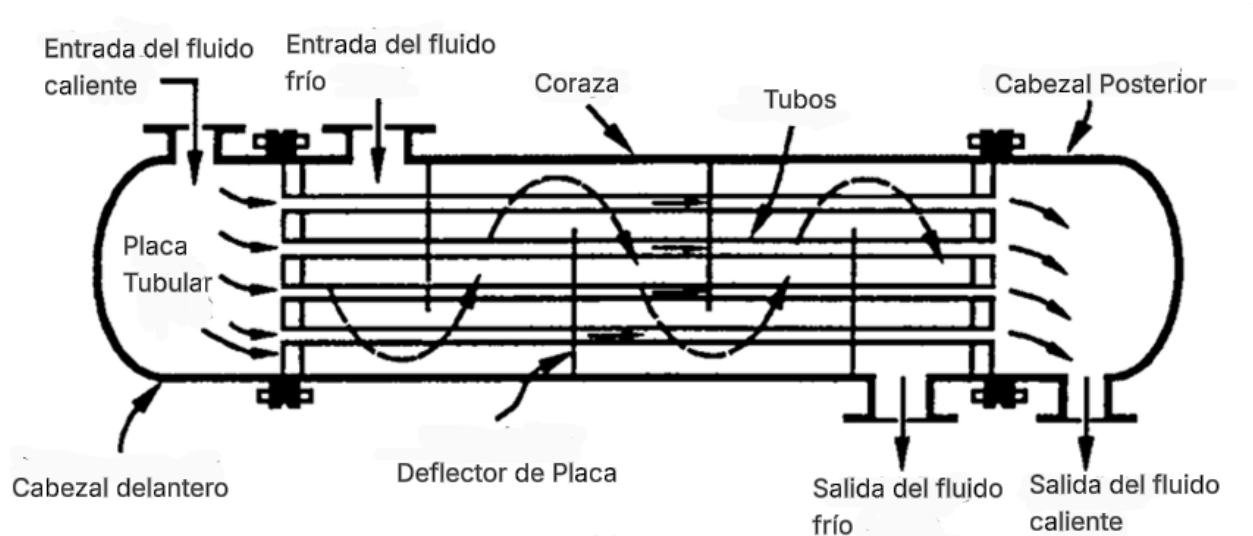
**Tabla 12**

*Características principales del Intercambiador de Tubo y Coraza*

Fortalezas	Debilidades
Alta capacidad de transferencia de calor para mayores volúmenes.	Mayor tamaño y peso.
Permite trabajar con altas presiones y temperaturas.	Costo de fabricación y montaje elevado.
Diseño versátil que puede adaptarse a distintas configuraciones.	Mayor complejidad de diseño y selección de geometría.
Larga vida útil, si se realiza mantenimiento periódico.	Riesgo de incrustación o ensuciamiento.

**Figura 23**

*Componentes principales de un intercambiador de Tubo y Coraza*



*Nota.* Adaptado de Serth, R. W. (2007). *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. Academic Press.

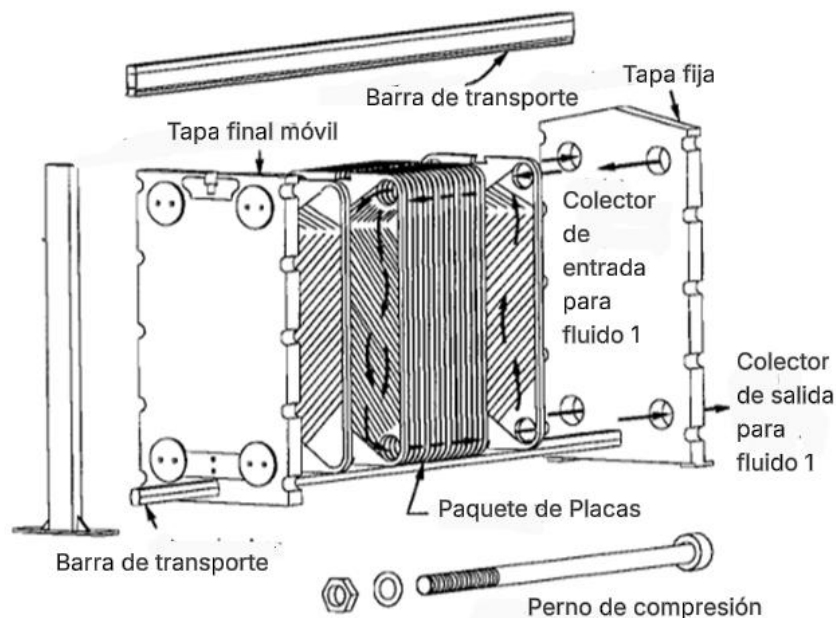
En la figura 23 se muestra un intercambiador de tubo y coraza, el cual está compuesto por una coraza externa (Shell) que contiene un haz de tubos (Tubes). Los componentes principales incluyen las tapas frontal y posterior (front-end head y rear-end head), los bafles o deflectores (plate baffle) que dirigen el flujo dentro de la coraza, y los cabezales de entrada y salida para ambos fluidos.

#### **2.2.4.3 Intercambiador de Placas**

Es un intercambiador compuesto por una serie de placas metálicas delgadas, entre las cuales se forman canales por donde circulan alternadamente ambos fluidos. Las superficies metálicas de las placas ofrecen una gran área de transferencia de calor, lo que otorga una alta eficiencia térmica [13]. La tabla 13 resume la información correspondiente al intercambiador de placas, como parte del proceso comparativo entre las configuraciones analizadas.

**Tabla 13***Características principales del Intercambiador de placas*

Fortalezas	Debilidades
Alta eficiencia térmica por gran superficie de contacto entre los fluidos.	Menor resistencia a altas presiones comparado con los diseños tubulares.
Diseño compacto y de bajo peso, ideal para espacios reducidos.	Riesgo de fugas.
Fácil instalación y reemplazo.	Difícil limpieza interna en modelos sellados.
Buena opción para aplicaciones de baja a media capacidad térmica.	No recomendable para fluidos con sólidos o alta incrustación.

**Figura 24***Componentes principales de un Intercambiador de placas*

*Nota.* Adaptado de Serth, R. W. (2007). *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. Academic Press.

En la figura 24 se presenta un intercambiador de placas, conformado por una serie de láminas metálicas delgadas dispuestas en paralelo. Cada placa cuenta con canales que facilitan el paso del fluido. Además, las cubiertas fija y móvil permiten comprimir el conjunto de placas

mediante pernos, garantizando el sellado adecuado y la facilidad de desmontaje para limpieza o mantenimiento.

## 2.3 Matriz de decisión

La tabla 14 recopila los criterios técnicos empleados para evaluar las alternativas de intercambiadores de calor, considerando aspectos como eficiencia, resistencia térmica, facilidad de mantenimiento, integración con el sistema y costo de fabricación.

### 2.3.1 Consideraciones de diseño

**Tabla 14**

*Tabla de consideraciones de diseño para el intercambiador de calor*

Criterio de evaluación	Descripción técnica
Eficiencia térmica	Capacidad del intercambiador para transferir calor en contracorriente y mantener un gradiente térmico estable.
Resistencia térmica	Capacidad de los materiales y uniones para soportar la presión del refrigerante.
Facilidad de limpieza y mantenimiento	Accesibilidad para inspección, limpieza interna y eliminación de incrustaciones.
Facilidad de integración	Adaptabilidad a la línea de descarga del compresor y al circuito hidráulico del termotanque.
Costo y Disponibilidad	Relación entre costo de fabricación/adquisición y disponibilidad de materiales en el mercado local.

### 2.3.2 Comparación por pares

Se aplicó el método de comparación por pares para definir el nivel de relevancia de los criterios de diseño, asignando valores de preferencia de 1 (igual importancia), 3 (moderadamente más importante), y 5 (claramente más importante) entre los criterios.

En la tabla 15 se muestran los resultados del método de comparación por pares aplicado a los criterios de diseño. Posteriormente, en la tabla 15 se resume la ponderación final obtenida para cada criterio de evaluación, se jerarquizó a la eficiencia y resistencia térmica como los factores de mayor influencia en la selección del intercambiador óptimo.

**Tabla 15**

*Comparación por pares de criterios para la selección de alternativa*

Criterios	Eficiencia térmica	Resistencia térmica	Facilidad de limpieza y mantenimiento	Facilidad de integración	Costo y Disponibilidad
Eficiencia térmica	1	3	5	3	5
Resistencia térmica	1/3	1	3	3	3
Facilidad de limpieza y mantenimiento	1/5	1/3	1	3	3
Facilidad de integración	1/3	1/3	1/3	1	3
Costo y Disponibilidad	1/5	1/3	1/3	1/3	1

**Tabla 16***Ponderación de los criterios de selección para la selección de alternativa*

Criterios	Puntuación	Porcentaje
Eficiencia térmica	17.00	40.42%
Resistencia térmica	10.33	24.56%
Facilidad de limpieza y mantenimiento	7.53	17.90%
Facilidad de integración	5.00	11.89%
Costo y Disponibilidad	2.20	5.23%
Total	42.06	100%

### 2.3.3 Matriz de decisión

Cada alternativa se calificó en una escala de 1 (deficiente) a 5 (excelente), según su desempeño frente a cada criterio.

Se analizaron tres configuraciones viables para el sistema propuesto:

A1: Intercambiador de tubos concéntricos.

A2: Intercambiador de tubo y coraza.

A3: Intercambiador de placas.

**Tabla 17***Matriz de decisión para seleccionar la alternativa más apropiada*

Criterio	Ponderación	A1: Tubos concéntricos	A2: Tubo y Coraza	A3: Placas
Eficiencia térmica	40.42%	4	5	5
Resistencia térmica	24.56%	4	5	3
Facilidad de limpieza y mantenimiento	17.90%	3	4	3
Facilidad de integración	11.89%	3	4	5
Costo y Disponibilidad	5.23%	5	3	3
	Total	3.89	4.60	3.88

La matriz de decisión evidencia que el intercambiador de tubo y coraza es la opción más idónea, destacándose principalmente por su alta eficiencia térmica y gran resistencia mecánica, que le permiten operar de forma segura bajo las presiones del refrigerante.

Su capacidad para manejar mayores caudales de agua y flujos de refrigerante junto con su robustez estructural, lo convierten en la alternativa más adecuada para el sistema integrado HVAC – Termostanque.

## 2.4 Cálculos preliminares para la selección de los Termotanques

### 2.4.1 Volumen de agua requerida y Potencia Térmica

Con el objetivo de determinar el volumen ( $V_d$ ) y la potencia necesaria del sistema de calentamiento de agua, se realizó el cálculo de la demanda térmica doméstica, tomando como referencia la Norma NEC-11 Capítulo 16.

Para el caso de estudio se consideró una vivienda de uso residencial con tres ocupantes. De acuerdo con la tabla 19 de la NEC-11, el rango de dotación diaria para bloques de vivienda se encuentra entre 200 y 350  $\left[\frac{L}{\text{habitante}\cdot\text{día}}\right]$ . Por lo cual, se adoptó un valor de 100  $\left[\frac{L}{\text{habitante}\cdot\text{día}}\right]$  de agua caliente sanitaria, de forma que la demanda diaria de referencia resulta en 300  $\left[\frac{L}{\text{día}}\right]$ . Este volumen  $V_d$  representa el consumo de agua mezclada a temperatura de uso en las duchas y lavamanos de la vivienda.

En cuanto al caudal instantáneo, la tabla 18 de la misma norma indica caudales mínimos de 0.20  $\left[\frac{L}{s}\right]$  para duchas y de 0.10  $\left[\frac{L}{s}\right]$  para lavabos. La vivienda dispone de tres baños con ducha y 3 lavamanos presentados en la figura 25.

**Tabla 18**

*Demanda de caudales, presiones y diámetros en aparatos de consumo*

Aparato sanitario	Caudal instantáneo mínimo (L/s)	Presión		Diámetro según NTE INEN 1369 (mm)
		recomendada (m c.a.)	mínima (m c.a.)	
Bañera / tina	0.30	7.0	3.0	20
Bidet	0.10	7.0	3.0	16
Calentadores / calderas	0.30	15.0	10.0	20
Ducha	0.20	10.0	3.0	16
Fregadero cocina	0.20	5.0	2.0	16
Fuentes para beber	0.10	3.0	2.0	16
Grifo para manguera	0.20	7.0	3.0	16
Inodoro con depósito	0.10	7.0	3.0	16
Inodoro con fluxor	1.25	15.0	10.0	25
Lavabo	0.10	5.0	2.0	16
Máquina de lavar ropa	0.20	7.0	3.0	16
Máquina lava vajilla	0.20	7.0	3.0	16
Urinario con fluxor	0.50	15.0	10.0	20
Urinario con llave	0.15	7.0	3.0	16
Sauna, turco, ó hidromasaje domésticos	1.00	15.0	10.0	25

*Nota.* Obtenido de Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC-11, Capítulo 16, Norma Hidrosanitaria NHE Agua, Tabla 16.1 (Demandas de caudales, presiones y diámetros en aparatos de consumo).

**Tabla 19***Dotaciones para edificaciones de uso específico*

Tipo de edificación	Unidad	Dotación
Bloques de viviendas	L/habitante/día	200 a 350
Bares, cafeterías y restaurantes	L/m <sup>2</sup> área útil /día	40 a 60
Camales y planta de faenamiento	L/cabeza	150 a 300
Cementerios y mausoleos	L/visitante/día	3 a 5
Centro comercial	L/m <sup>2</sup> área útil /día	15 a 25
Cines, templos y auditorios	L/concurrente/día	5 a 10
Consultorios médicos y clínicas con hospitalización	L/ocupante/día	500 a 1000
Cuarteles	L/persona/día	150 a 350
Escuelas y colegios	L/estudiante/día	20 a 50
Hospitales	L/cama/día	800 a 1300
Hoteles hasta 3 estrellas	L/ocupante/día	150 a 400
Hoteles de 4 estrellas en	L/ocupante/día	350 a 800

*Nota.* Obtenido de Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC-11, Capítulo 16, Norma Hidrosanitaria NHE Agua, Tabla 16.2 (Dotaciones para edificaciones de uso específico).

**Figura 25***Puntos de consumo de la vivienda de estudio*

*Nota.* La figura identifica los puntos de consumo de la vivienda de estudio utilizados para definir la simultaneidad y el caudal de diseño del sistema de agua caliente.

Considerando el criterio de simultaneidad de la NEC-11, se asume como condición de diseño la operación simultánea de dos duchas y un lavamanos, lo que conduce a un caudal instantáneo de cálculo del orden de  $0.50 \left[ \frac{L}{s} \right]$ .

El cálculo del volumen equivalente de acumulación del termotanque se realizó considerando la relación entre la temperatura de uso  $T_s$  (45 °C), la temperatura de entrada de red  $T_{in}$  (40 °C) y la temperatura de salida del calentador  $T_{out}$  (50 °C).

De acuerdo con la NEC 2011 - Capítulo 16, el volumen de agua caliente requerido  $V_w$  se obtiene mediante el equilibrio térmico entre el agua fría y la caliente a partir de la ecuación (2.1).

$$V_w = V_d \cdot \frac{T_s - T_{in}}{T_{out} - T_{in}} \quad (2.1)$$

Posteriormente, debido a la asignación de dos termotanques en serie, se aplicó la expresión (2.2) a partir de un balance de energía para estimar los volúmenes de almacenamiento del termotanque primario y secundario. En esta ecuación,  $T_1$  y  $T_2$  representan temperaturas promedio de alimentación para ambos equipos.

$$V_{secundario} = \frac{V_d(T_s - T_{in}) - V_{primario}(T_1 - T_{in})}{(T_2 - T_{in})} \quad (2.2)$$

Luego, se estimó la potencia térmica requerida para elevar la temperatura del agua mediante la ecuación (2.3), donde  $\rho$  representa la densidad del agua  $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$ ,  $V$  el volumen de agua  $[m^3]$ ,  $c_p$  el calor específico del agua  $\left[ \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right]$ ,  $\Delta T$  la variación de temperatura que se desea alcanzar en el termotanque (°C) y  $\Delta t$  el tiempo necesario para lograr dicho calentamiento (s).

$$Potencia \ termotanque = \frac{\rho V c_p \Delta T}{\Delta t} \quad (2.3)$$

## 2.5 Cálculo preliminar de la carga térmica del sistema HVAC

Una vez determinado el requerimiento térmico del sistema de agua caliente, se procedió al cálculo de la carga térmica del sistema de climatización, con el fin de seleccionar el equipo multisplit más adecuado y estimar el calor disponible para su recuperación.

El cálculo de la carga térmica total  $Q_t$  consideró las ganancias de calor por transmisión  $Q_{sol}$ , radiación solar y cargas internas  $Q_{int}$ , expresadas de la siguiente manera:

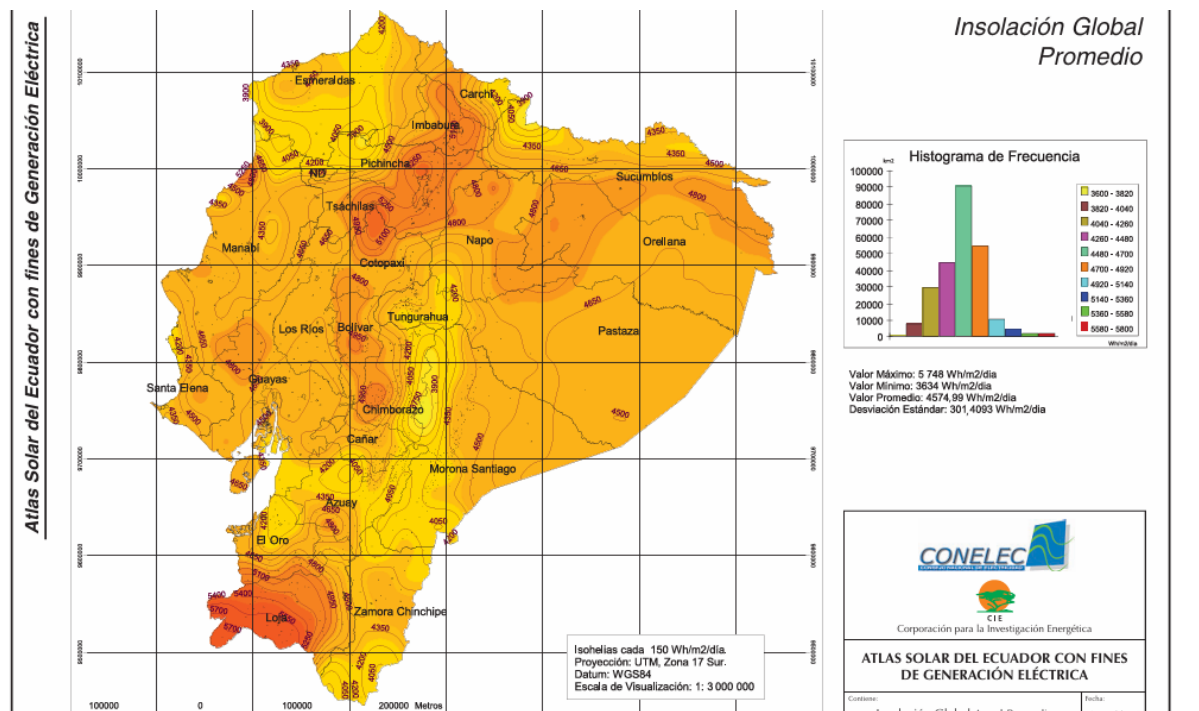
$$Q_t = Q_{sol} + Q_{int} \tag{2.4}$$

### 2.5.1 Carga por radiación solar

Acorde al Atlas Solar del Ecuador creado por la empresa CONELEC. La radiación solar incidente global sobre la envolvente de un edificio se estimó en  $4574.99 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot día} \right]$ , lo que equivale a  $193 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$ , considerando una superficie total de  $40 m^2$ : Se utilizó la expresión 2.5 para la estimación de la carga por radiación solar  $Q_{env}$ .

$$Q_{sol} = G_{sol} \cdot A \tag{2.5}$$

**Figura 26**  
*Insolación global promedio en el Ecuador*



*Nota.* La figura muestra la distribución de la insolación global promedio considerada para estimar la contribución de la radiación en la carga térmica de la vivienda.

### 2.5.2 Cargas internas

Acorde a Yunus Cengel Heat and Mass Transfer, las cargas internas se calcularon considerando tres ocupantes con una ganancia promedio de  $70 \left[ \frac{W}{\text{persona}} \right]$ , además de 25 W por iluminación (6 focos). Según ASHRAE HANDBOOK (Ver Apéndice A), los equipos eléctricos tendrán el siguiente consumo (Refrigeradora 780 W, 3 Televisores – 183 W c/u).

**Tabla 20**

*Carga interna de distintos sistemas de iluminación*

TABLE 16-9 Comparison of different lighting systems			
Type of lighting	Efficacy, lumens/W	Life, h	Comments
<i>Combustion</i>			
Candle	0.2	10	Very inefficient. Best for emergencies.
<i>Incandescent</i>			
Ordinary	5-20	1000	Low initial cost; low efficiency.
Halogen	15-25	2000	Better efficiency; excellent color rendition.
<i>Fluorescent</i>			
Ordinary	40-60	10,000	Being replaced by high-output types.
High output	70-90	10,000	Commonly in offices and plants.
Compact	50-80	10,000	Fits into the sockets of incandescent lights.
Metal halide	55-125		High efficiency; good color rendition.
<i>Gaseous Discharge</i>			
Mercury vapor	50-60	10,000	Both indoor and outdoor use.
High-pressure sodium	100-150	15,000	Good color rendition. Indoor and outdoor use.
Low-pressure sodium	up to 200		Distinct yellow light. Best for outdoor use.

*Nota.* Obtenido de Y. A. Çengel y A. J. Ghajar, *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*, 6th ed., McGraw-Hill Education, 2020, Tabla 16-9.

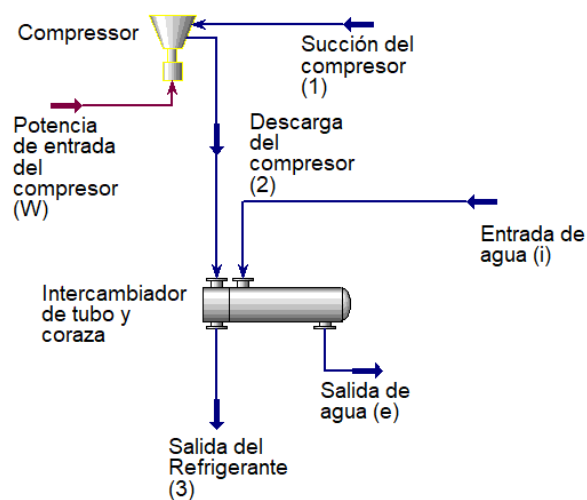
## 2.6 Diseño Optimizado del Intercambiador de Calor

### 2.6.1 Parámetros iniciales de diseño

Para el dimensionamiento optimizado del intercambiador de tubo y coraza se definió un caso de diseño esquematizado en la figura 27. El intercambiador recibió refrigerante R410A en estado de vapor sobrecalentado y transfirió calor al agua que se condujo hacia el termotanque primario. En esta etapa se fijaron condiciones nominales y restricciones para permitir el barrido paramétrico y la selección de una geometría final, estos datos se presentan en la tabla 21 a continuación.

**Tabla 21***Parámetros iniciales de diseño*

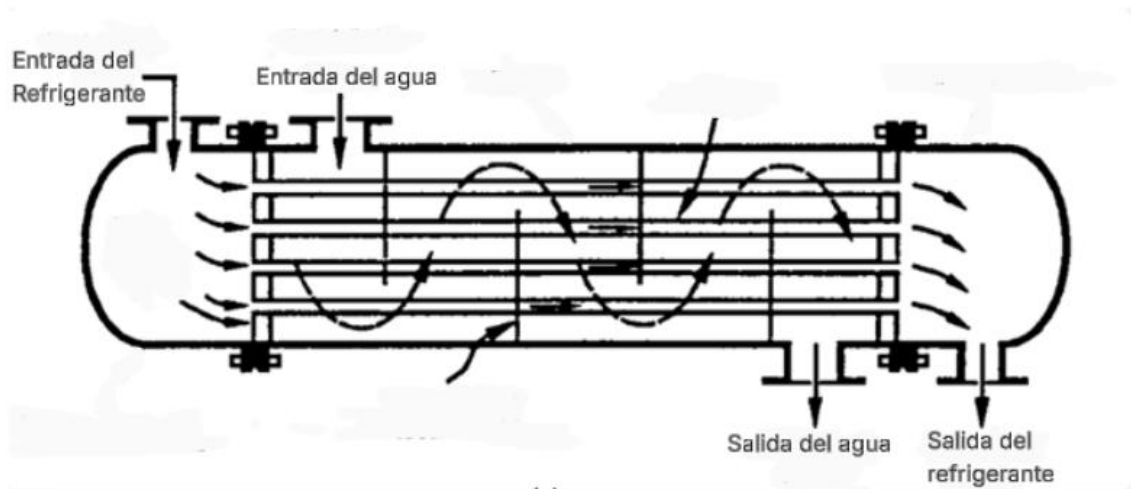
Parámetros	Refrigerante R410A (tubos)
Potencia máxima del compresor ( $W_c$ ) [KW]	4.10
Eficiencia del compresor ( $\eta_c$ )	80%
Presión de succión ( $P_{suc}$ ) [MPa]	0.75
Temperatura de succión del compresor ( $T_{suc}$ ) [°C]	12
Presión de descarga ( $P_{desc}$ ) [MPa]	3.4
Temperatura de entrada del agua ( $T_{in/w}$ ) [°C]	31
Temperatura de salida del agua ( $T_{out/w}$ ) [°C]	35

**Figura 27***Esquema de conexión compresor - Intercambiador*

*Nota.* La figura ilustra el esquema de acople entre el compresor y el intercambiador, indicando el sentido de flujo del refrigerante y el punto de derivación para recuperación de calor.

**Figura 28**

*Esquema general del intercambiador de calor tipo tubo y coraza*



*Nota.* Adaptado de Serth, R. W. (2007). *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. Academic Press.

En la Figura 28 se presenta el esquema general del intercambiador, que muestra la dirección de los flujos de agua y refrigerante, así como la disposición de los tubos y deflectores en el interior de la coraza.

Previo al inicio del barrido paramétrico y la optimización del intercambiador, se definieron especificaciones de diseño y restricciones geométricas para acotar el espacio de búsqueda y asegurar una solución fabricable y operable. Estos parámetros se explican a detalle en la tabla 22.

**Tabla 22**

*Especificaciones preliminares y rangos adoptados para el diseño optimizado del intercambiador*

Parámetro	Especificación o rango
Asignación de fluidos	R410 – Tubos / Agua - Coraza
Tipo de Intercambiador	BEM
Orientación	Horizontal
Relación $\frac{L_t}{D_{in/s}}$	1 – 2
Disposición de Deflectores	Segmental Simple
Número de baffles ( $n_b$ )	4 - 5
Arreglo de tubos	Cuadrado
Separación entre tubos ( $P_T$ ) [in]	1 - 2
Pasos de Tubos	1 – 1.25
Velocidad de los fluidos ( $V_{max}$ ) [ $\frac{ft}{s}$ ]	0.10 – 0.60

### **2.6.2 Metodología de obtención de parámetros**

En esta etapa se implementó el programa DWSIM y una hoja de cálculo en Excel para estimar las propiedades termodinámicas del refrigerante R410A y del agua en las condiciones de diseño preestablecidas, y resolver de forma iterativa los parámetros térmicos e hidráulicos. Este enfoque se utilizó porque el coeficiente global de transferencia de calor depende de coeficientes convectivos que, a su vez, dependen del régimen de flujo, la geometría seleccionada y de las temperaturas de los fluidos de proceso.

El procedimiento se organizó en etapas consecutivas, primero se estimó la carga térmica a transferir a partir de las condiciones definidas en las bases de diseño. Luego, se determinó los flujos máxicos requeridos en cada fluido para alcanzar el incremento de temperatura objetivo en el circuito sanitario. Con la carga térmica y flujos máxicos definidos, se evaluó diferentes

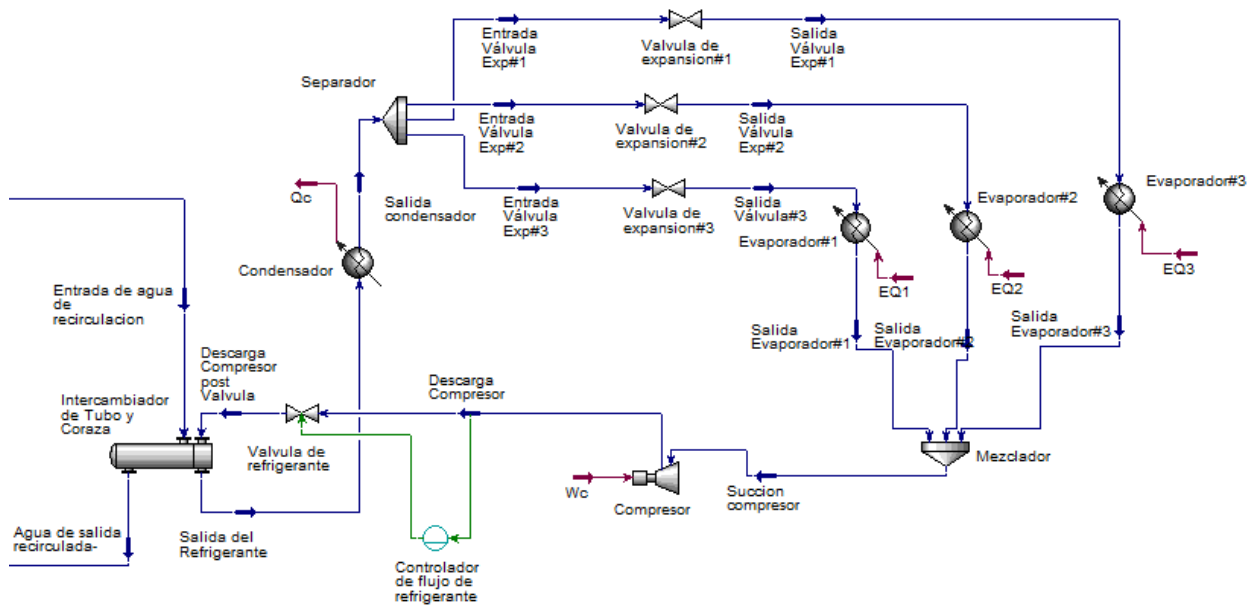
combinaciones de geometría para obtener el área de intercambio necesaria, las caídas de presión y la potencia de bombeo asociada a cada alternativa (Ver Apéndice B).

### 2.6.3 Validación del diseño optimizado del Intercambiador y simulación del sistema integrado mediante DWSIM

Una vez definida la geometría optimizada del intercambiador, se estableció una etapa de validación y análisis del sistema integrado mediante simulación en estado estable y dinámica en DWSIM. Esta etapa se incluyó debido a que el dimensionamiento teórico del intercambiador entrega un diseño factible, pero no permite observar de forma directa su interacción con el resto de los equipos del sistema. Por esta razón, la geometría seleccionada se utilizó como entrada para construir el modelo del sistema integrado y evaluar el desempeño térmico e hidráulico bajo diferentes condiciones de operación.

**Figura 29**

*Esquema de conexión del sistema Intercambiador-HVAC*

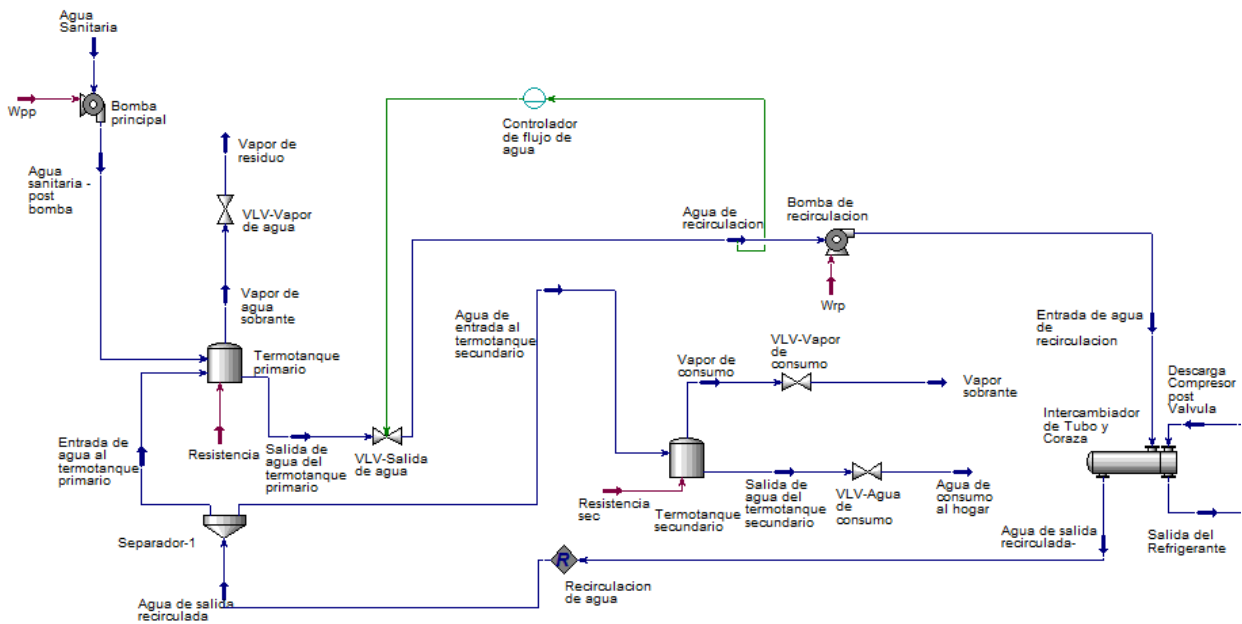


*Nota.* La figura presenta el esquema de conexión entre el sistema HVAC y el intercambiador, destacando las líneas de entrada y salida del refrigerante para extraer calor sin interrumpir el ciclo.

En la figura 29 se identifica el punto de acople entre el sistema HVAC y el intercambiador, indicando el sentido de circulación del refrigerante y las conexiones necesarias para mantener la operación del ciclo mientras se extrae calor.

**Figura 30**

*Esquema de conexión del sistema Termotanque-Intercambiador*



*Nota.* La figura muestra la conexión entre el intercambiador y el sistema de termotanques, indicando el recorrido del agua sanitaria y los elementos mínimos para asegurar circulación.

En la figura 30 se presenta la conexión hidráulica entre los termotanques y el intercambiador, donde se reconoce el recorrido del agua, las líneas de entrada y salida y los elementos mínimos para forzar el caudal y evitar retornos no deseados.

### 2.6.3.1 Selección de las ecuaciones dinámicas base de los equipos del sistema integrado

En DWSIM, la simulación dinámica se apoyó en balances de conservación con acumulación. Cada equipo principal se representó mediante ecuaciones diferenciales de masa y energía, acopladas a ecuaciones algebraicas de estado y a relaciones presión – caudal para cerrar la red hidráulica. A continuación, se presentan las ecuaciones dinámicas representativas usadas para describir el comportamiento transitorio de los equipos principales del sistema integrado.

### *Termotanques primario y secundario*

Los termotanques se representaron como recipientes con holdup líquido y mezcla perfecta, por lo que se asumió que el agua almacenada mantuvo una temperatura promedio uniforme. Este enfoque permitió capturar la función principal del almacenamiento en el sistema, al amortiguar variaciones de demanda y acumular energía recuperada. La formulación dinámica de esta representación se describe mediante los balances y relaciones presentados en las ecuaciones (2.6) a (2.9).

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (2.6)$$

$$\frac{d(m \cdot h)}{dt} = \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{out}h_{in} + \dot{Q}_{res} + \dot{Q}_{HX} - \dot{Q}_{loss} \quad (2.7)$$

$$\dot{Q}_{loss} = U \cdot A \cdot (T - T_{amb}) \quad (2.8)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{m}_{in}}{m} (T_{in} - T) + \frac{\dot{Q}_{res} + \dot{Q}_{HX} - \dot{Q}_{loss}}{m \cdot c_p} \quad (2.9)$$

### *Intercambiador de Calor*

El intercambiador se modeló como dos holdups acoplados térmicamente, uno para el lado caliente y otro para el lado frío. Esta representación permitió capturar el retardo térmico asociado a la masa retenida dentro del equipo y, al mismo tiempo, incorporar el efecto del intercambio de calor entre corrientes. La formulación dinámica empleada para esta representación se detalla en las ecuaciones (2.10) a (2.14).

$$\frac{dm_h}{dt} = \dot{m}_{h/in} - \dot{m}_{h/out} \quad (2.10)$$

$$\frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_{c/in} - \dot{m}_{c/out} \quad (2.11)$$

$$\frac{d(m_h \cdot h_h)}{dt} = \dot{m}_{h/in}h_{h/in} - \dot{m}_{h/out}h_{h/in} + \dot{Q} \quad (2.12)$$

$$\frac{d(m_c \cdot h_c)}{dt} = \dot{m}_{c/in} h_{c/in} - \dot{m}_{c/out} h_{c/in} + \dot{Q} \quad (2.13)$$

$$\dot{Q}_{loss} = U \cdot A \cdot (T_h - T_c) \quad (2.14)$$

### ***Sistema HVAC***

El subsistema HVAC se representó como un ciclo termodinámico acoplado a la red presión – caudal. En esta red, el compresor actuó como fuente de energía que eleva la entalpía y la presión del refrigerante, mientras que las válvulas de expansión actuaron como elementos de estrangulamiento y regulación de caudal, los evaporadores y el condensador se representaron como intercambiadores que absorben o rechazan calor, y pueden incorporar holdup para reproducir su respuesta transitoria. Este enfoque permitió calcular, en cada paso temporal, el nuevo punto de operación del ciclo como resultado de las condiciones de frontera y de la interacción con la etapa de recuperación de calor.

### ***Compresor***

El compresor se describió mediante el balance de potencia transferida al refrigerante y un cierre por eficiencia isentrópica. Con estos dos elementos se calculó la entalpía de descarga y la potencia consumida, considerando las condiciones de succión y descarga del ciclo. Las ecuaciones utilizadas para esta formulación se presentan en (2.15) y (2.16).

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r \cdot (h_{out/c} - h_{in/c}) \quad (2.15)$$

$$\eta_c = \frac{(h_{s/out} - h_{out/c})}{(h_{out/c} - h_{in/c})} \quad (2.16)$$

### ***Válvula de expansión***

La válvula se modeló como un estrangulamiento con entalpía constante y una ecuación de flujo dependiente de  $C_v$  y de la apertura  $x$ . Esto permitió representar la regulación de caudal hacia los evaporadores y su efecto sobre el resto del ciclo. La formulación empleada se presenta en las ecuaciones (2.15) y (2.16) del bloque de válvula.

$$h_{out/v} = h_{in/v} \quad (2.17)$$

$$\dot{m}_v = C_v \cdot x \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta P} \quad (2.18)$$

### ***Evaporador y condensador***

Estos equipos se representaron como volúmenes con holdup de refrigerante acoplados a un modelo de intercambio térmico con el medio externo o con el circuito correspondiente. La formulación dinámica asociada a esta representación se describe mediante las ecuaciones (2.16) y (2.17), donde se incorpora el balance de energía con acumulación y la relación de transferencia de calor basada en  $UA$  y una diferencia de temperatura equivalente.

$$\frac{d(m \cdot h)}{dt} = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{in} \pm \dot{Q} \quad (2.19)$$

$$\dot{Q}_{loss} = U \cdot A \cdot \Delta T_{eq} \quad (2.20)$$

### ***2.6.3.2 Ingreso de parámetros geométricos del intercambiador***

En el apartado Exchanger Geometry, se definieron los parámetros geométricos del intercambiador, estas dimensiones se ingresaron de acuerdo con la metodología de cálculo presente en la sección 2.6.2.

**Figura 31**

*Geometría definida para el intercambiador tipo BEM en DWSIM*

*Nota.* La figura muestra la configuración geométrica del intercambiador tipo BEM en DWSIM, incluyendo tipos de cabezales, diámetro de coraza, número y longitud de tubos, y parámetros de deflectores usados para la simulación.

### 2.6.3.3 Selección de materiales de construcción

En el módulo Materials of Construction, se asignaron materiales compatibles con las condiciones térmicas y químicas del sistema:

- Coraza – Placa Tubular – Deflectores – Tubos: Acero Inoxidable AISI 304
- Cabezal Delantero y Posterior: Acero al carbono ASTM 536

Esta configuración garantizó una buena resistencia mecánica y durabilidad frente a la exposición prolongada al refrigerante R410A y al agua a temperaturas moderadas.

**Figura 32**

*Selección de materiales de construcción en DWSIM*

Component	Material	Designator
Default exchanger material	SS 304	6
Cylinder - hot side	Carbon Steel	1
Cylinder - cold side	SS 304	6
Tubesheet	SS 304	6
Double tubesheet (inner)	Set Default	0
Baffles	SS 304	6
Tube material	SS 304L	7
Fin material	Set Default	0

*Nota.* La figura muestra la selección de materiales de construcción del intercambiador en DWSIM para coraza, cabezales, placas tubulares y deflectores, así como el material de los tubos usado en el modelo.

### 2.6.3.4 Especificación de composición de fluidos

En el módulo Property Data, se asignaron las composiciones de cada corriente.

Para el fluido caliente, se seleccionó una mezcla de difluorometano ( $\text{CH}_2\text{F}_2$ ) y pentafluoroetano ( $\text{C}_2\text{HF}_5$ ) en proporción 50/50, correspondiente al refrigerante R410A, mientras que el fluido frío se definió como agua pura ( $\text{H}_2\text{O}$ ).

**Figura 33**

*Configuración de composición del fluido caliente*

✓ Composition    ✓ Property Methods    ✓ Advanced Options

Physical property package: **Aspen Properties**

Hot side composition specification: **Weight flowrate or %**

	Aspen Component Name	Aspen Composition	Aspen Formula
1	DIFLUOROMETHANE	0,5	CH2F2
2	PENTAFLUOROETHANE	0,5	C2HF5
3	WATER	0	H2O
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			

*Nota.* La figura muestra la configuración de la composición del fluido caliente en DWSIM, definiendo el refrigerante R410A mediante sus componentes y su fracción másica para la simulación.

**Figura 34**

*Configuración de composición del fluido frío*

✓ Composition    ✓ Property Methods    ✓ Advanced Options

Physical property package: **Aspen Properties**

Cold side composition specification: **Weight flowrate or %**

	Aspen Component Name	Aspen Composition	Aspen Formula
1	DIFLUOROMETHANE	0	CH2F2
2	PENTAFLUOROETHANE	0	C2HF5
3	WATER	1	H2O
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			

*Nota.* La figura muestra la configuración de la composición del fluido frío en DWSIM, definiendo agua como única componente para representar el circuito hidráulico del sistema.

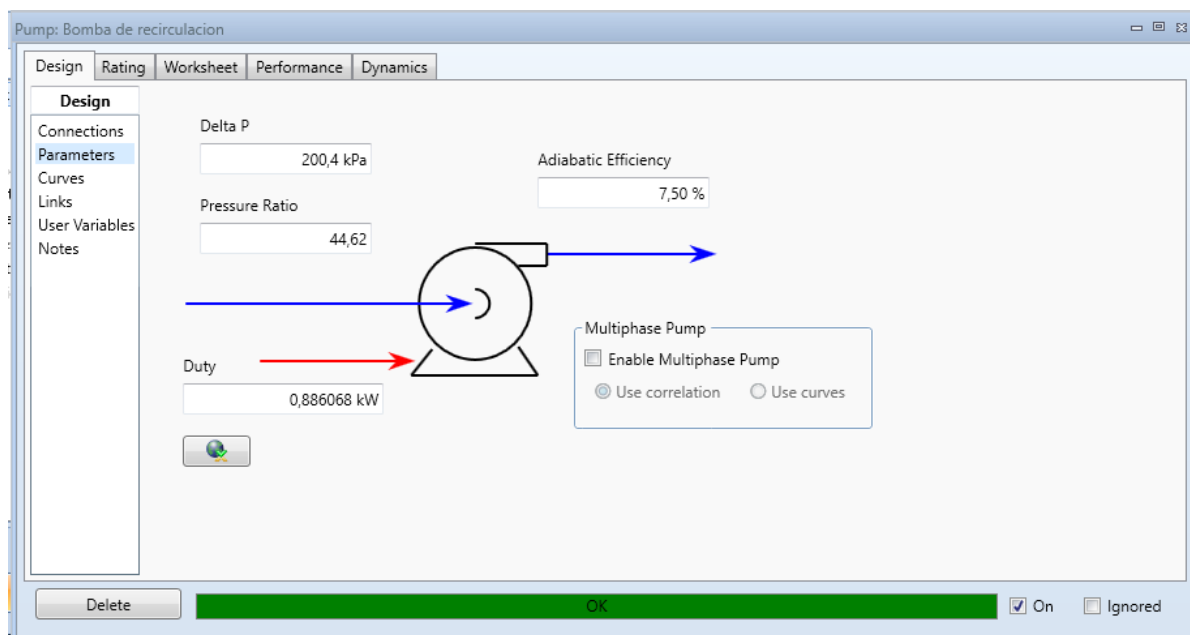
### 2.6.3.5 Carga de datos del proceso

En esta fase se definieron los parámetros de ingreso de cada corriente y equipo en base a las condiciones de operación de los equipos seleccionados, tal como se presentó en los esquemas de las figuras 29 y 30.

Con esta información se fijaron las variables de entrada de cada componente del sistema integrado, de manera que el modelo represente condiciones realistas de operación doméstica.

#### Figura 35

Carga de datos de proceso en equipo del sistema integrado (Bomba de recirculación)



*Nota.* La figura muestra la carga de datos del proceso para la bomba de recirculación en DWSIM, donde se fijan las variables de entrada y se obtiene el punto de operación usado en la simulación del sistema integrado.

### 2.6.4 SolidWorks Flow Simulation

En esta etapa se ejecutó una simulación CFD en SolidWorks Flow Simulation para modelar, de forma simultánea, el flujo del refrigerante R410A y el flujo del agua sanitaria dentro del intercambiador. El objetivo fue obtener la transferencia de calor, la caída de presión y la distribución de velocidades y temperaturas en ambos lados, considerando la conducción en la pared metálica. Esta simulación se utilizó como verificación local del diseño optimizado, ya que

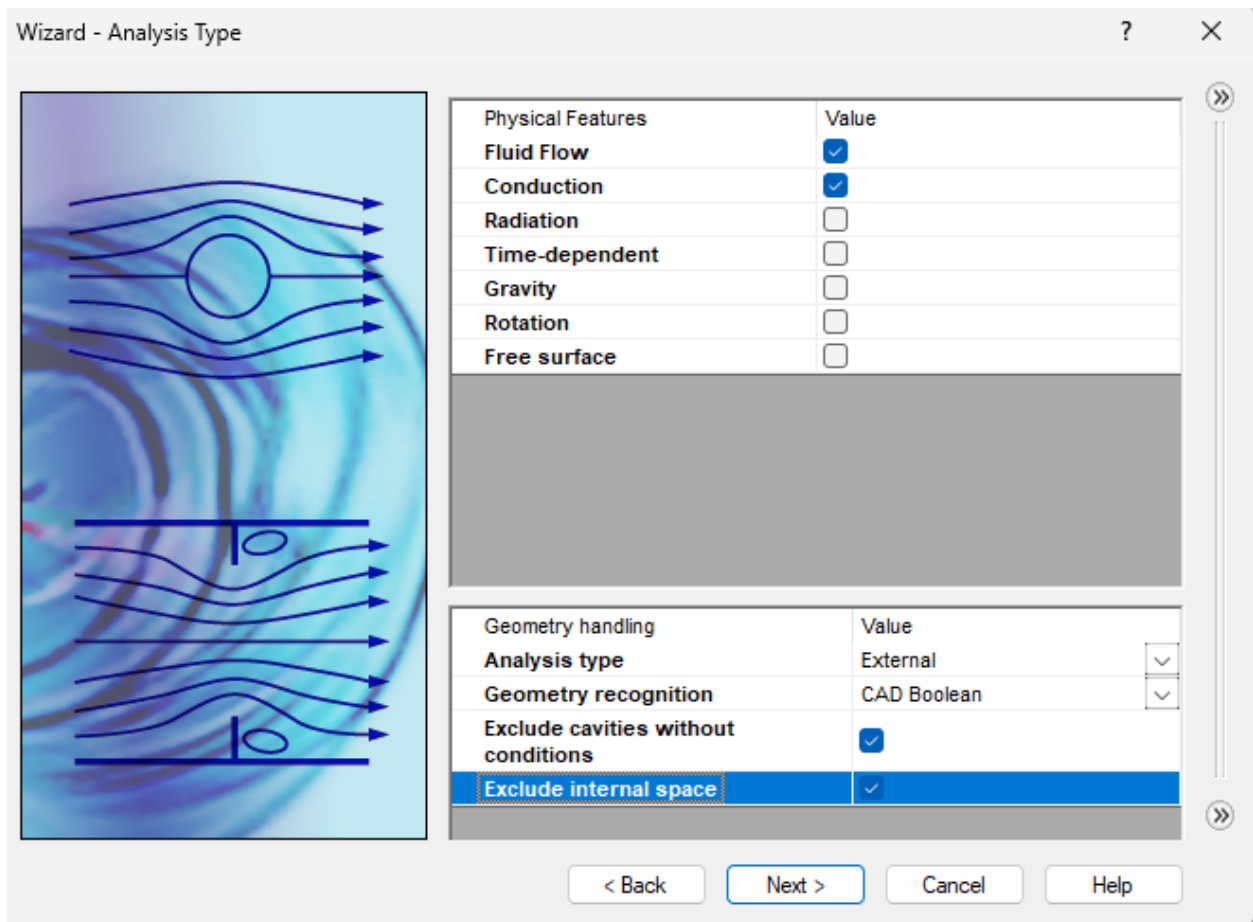
el cálculo analítico y la simulación en DWSIM entregan resultados globales, pero no muestran efectos de distribución de flujo ni pérdidas localizadas por geometría.

#### 2.6.4.1 Configuración inicial del estudio CFD

1. Se inició el asistente de Flow Simulation y se seleccionó un análisis de tipo interno, debido a que el flujo se desarrolla dentro del intercambiador (Figura 36).
2. Se activaron las opciones de Fluid Flow y Conduction para resolver transferencia de calor conjugada entre fluidos y sólidos.
3. Se definió análisis estable para capturar la evolución térmica completa del equipo.
4. Se mantuvo desactivada la radiación, debido a que el mecanismo dominante del intercambio en el equipo es convección y conducción a temperaturas moderadas.

**Figura 36**

*Selección del tipo de análisis*



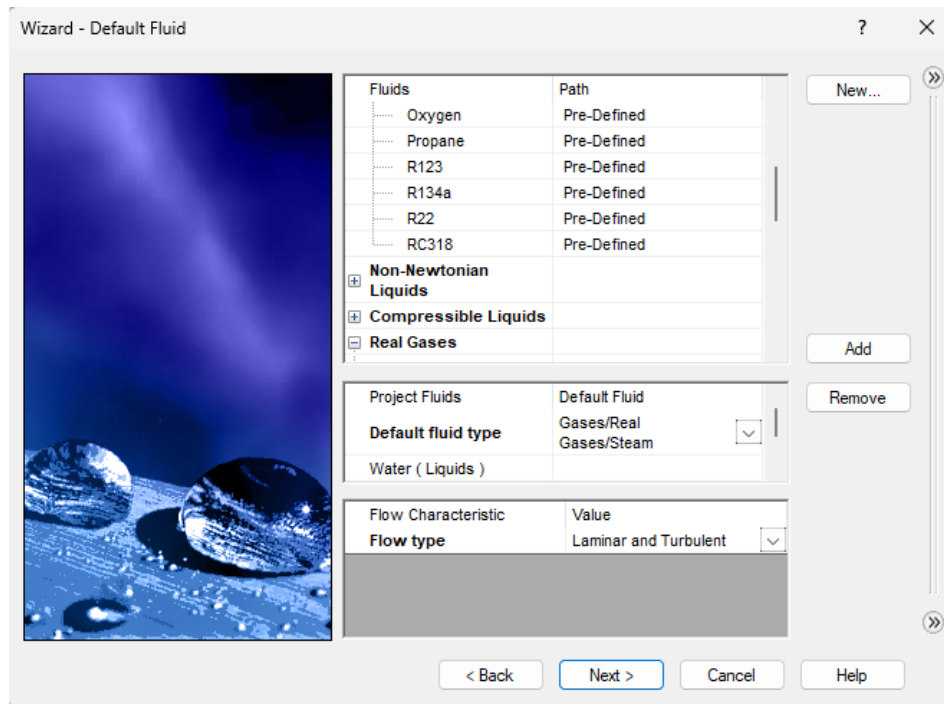
*Nota.* La figura muestra la selección del tipo de análisis en Flow Simulation, definido como análisis interno con flujo y conducción activados para simular transferencia de calor conjugada.

#### **2.6.4.2 Definición de fluidos y materiales**

5. En la selección de fluidos se asignó agua líquida para la corriente fría y un gas real o mezcla equivalente para representar el R410A en la corriente caliente (Figura 37).
6. Para el refrigerante, se incorporó el modelo como fluido de proyecto, de acuerdo con la definición de composición utilizada en el diseño termodinámico previo, con el objetivo de mantener consistencia entre etapas.
7. Se configuró el tipo de flujo con opción laminar y turbulento, permitiendo al solucionador identificar el régimen local según Reynolds (Figura 37).
8. Se seleccionó el material sólido base del estudio en el asistente y luego se asignaron materiales por componente cuando fue necesario, diferenciando coraza, tubos y cabezales según la construcción del diseño.
9. Para las paredes externas, se estableció una condición térmica inicial de pared adiabática como configuración base del dominio, para después concentrar el análisis en el intercambio interno entre corrientes (Figura 38).
10. Se definieron condiciones iniciales uniformes de presión y temperatura ambiente como punto de partida del cálculo numérico. Esta configuración permitió que el desarrollo térmico del sistema esté gobernado por las condiciones de entrada de cada corriente y por la transferencia a través del material del intercambiador.

**Figura 37**

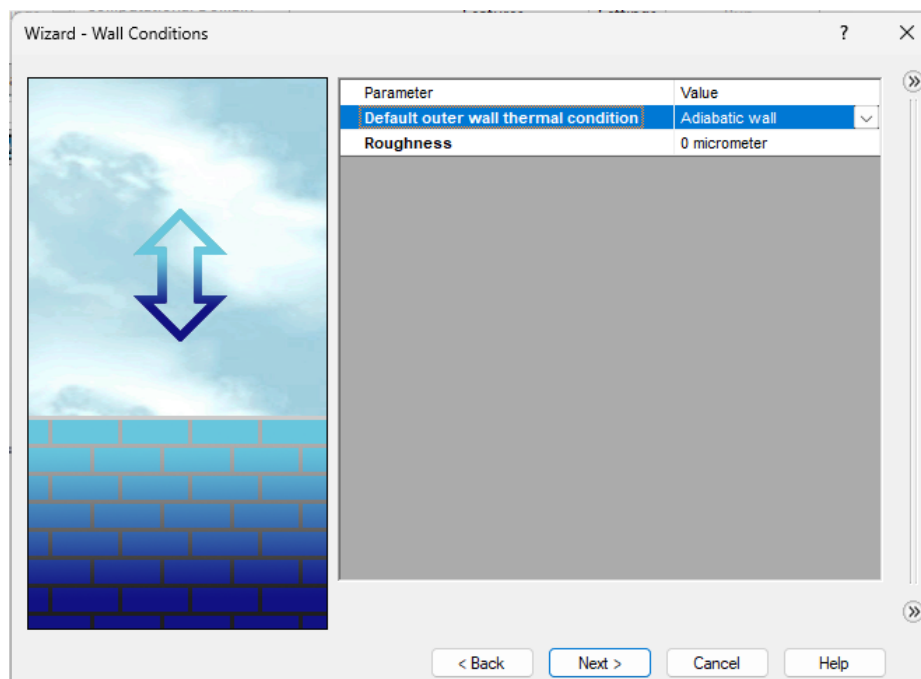
*Selección de fluidos del estudio y tipo de flujo*



*Nota.* La figura muestra la selección de los fluidos del estudio y la opción de régimen de flujo, para resolver el comportamiento del agua y del R410A en sus respectivos dominios.

**Figura 38**

*Selección de la condición de la pared*



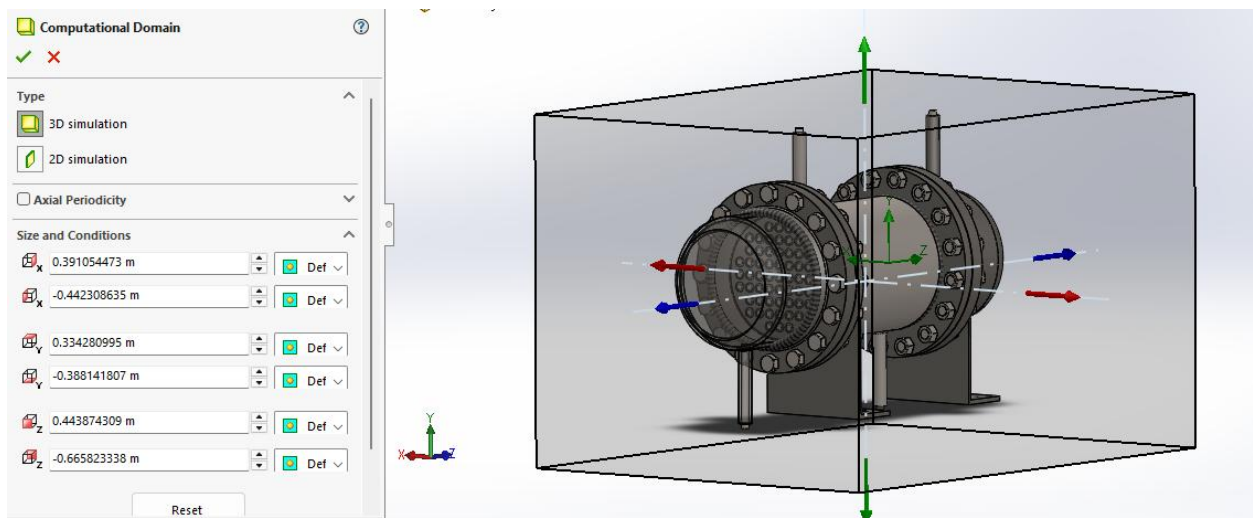
*Nota.* La figura presenta la condición de pared usada como referencia del estudio, con enfoque en el intercambio interno entre corrientes dentro del intercambiador.

### 2.6.4.3 Dominio computacional y subdominios de fluido

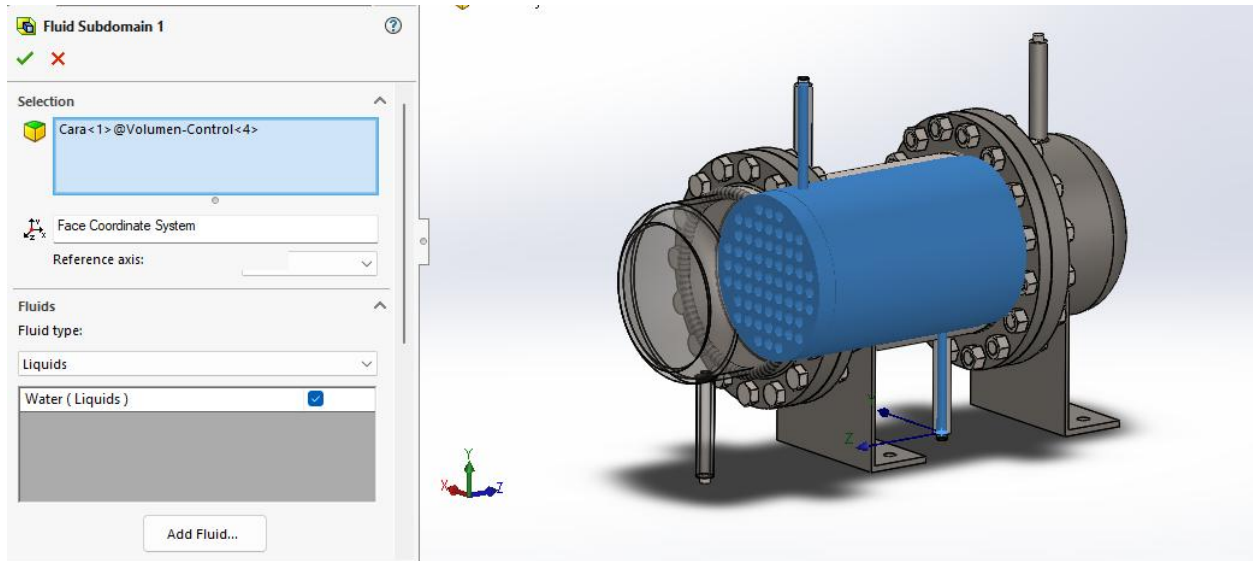
11. Se generó el Computational Domain envolviendo el intercambiador y delimitando el volumen de cálculo para el análisis interno (Figura 39).
12. Se crearon dos subdominios de fluido (Figura 40 y 41), uno para el lado de coraza y otro para el lado de tubos. En cada subdominio se asignó el fluido correspondiente, garantizando que el software resuelva ambos campos de flujo y energía dentro de una misma corrida, acoplados por conducción a través de las paredes metálicas.

**Figura 39**

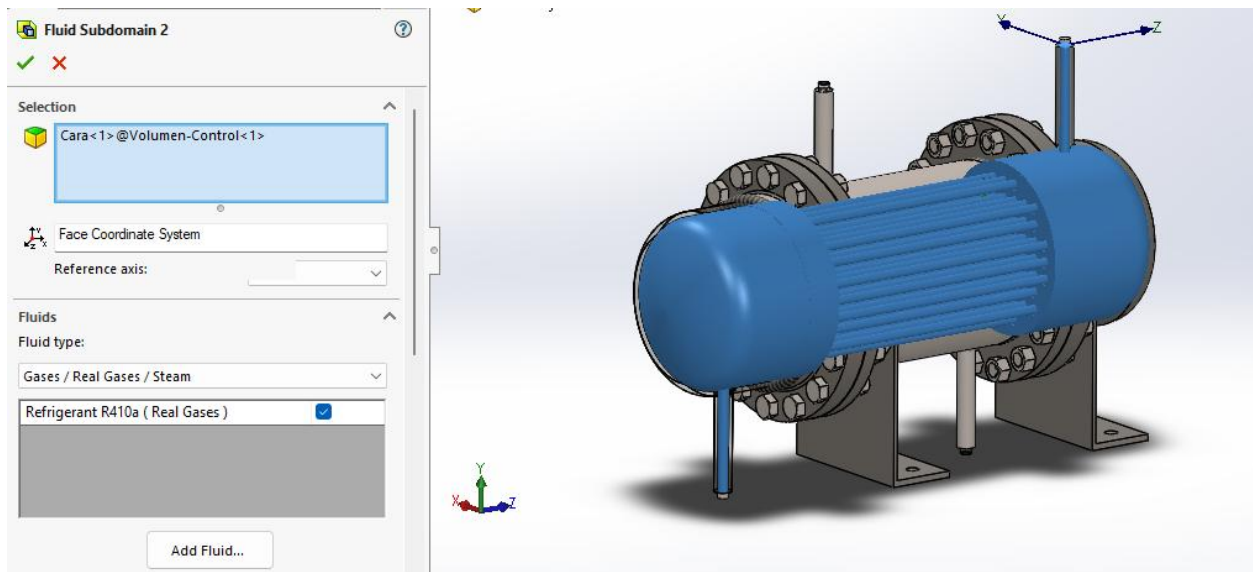
*Definición del dominio computacional 3D*



*Nota.* La figura muestra el dominio computacional 3D que envuelve el intercambiador y define el volumen donde se resuelven las ecuaciones del flujo y energía.

**Figura 40***Selección del volumen de control del agua*

*Nota.* La figura muestra la selección del volumen de control asignado al agua, para separar el dominio hidráulico del resto del modelo y evitar mezcla numérica.

**Figura 41***Selección del volumen de control del R410A*

*Nota.* La figura muestra la selección del volumen de control asignado al R410A, con el objetivo de simular ambos fluidos de forma acoplada en una misma corrida.

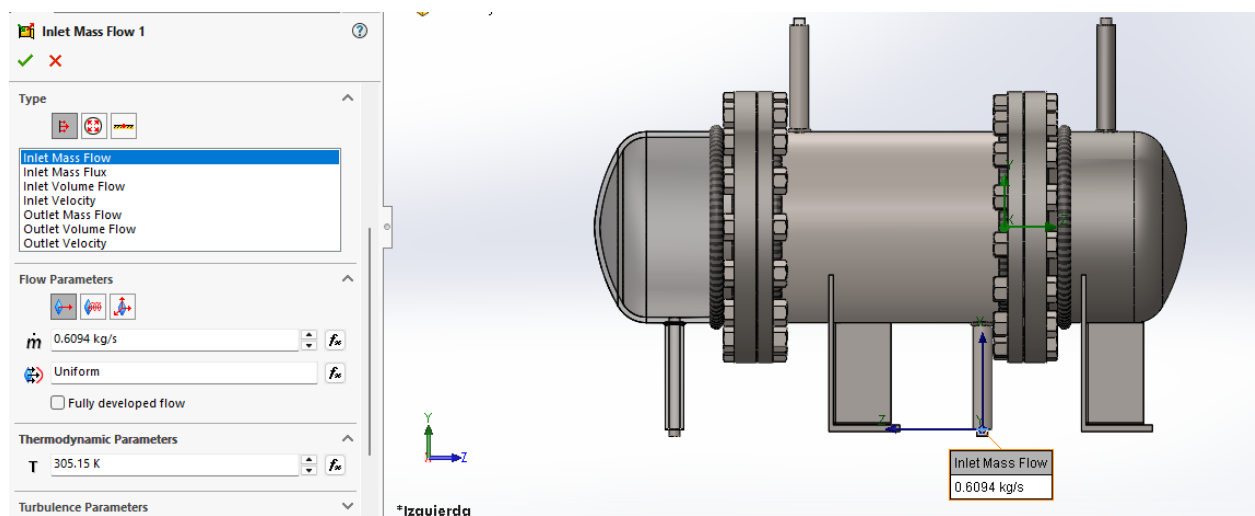
#### 2.6.4.4 Condiciones de frontera de entrada y salida

13. Para cada corriente se definió una condición de entrada del tipo Inlet Mass Flow, asignando el flujo másico correspondiente a cada subdominio (Figuras 42 y 43).

14. Adicionalmente, se establecieron las temperaturas de entrada de cada corriente de acuerdo con las condiciones de operación definidas en la etapa de diseño, ya que estas controlan el potencial térmico disponible para el intercambio.
15. En las salidas se configuró una condición de presión tipo Environment Pressure, permitiendo que el flujo se desarrolle según el gradiente de presión resultante y que se estime la caída de presión del equipo (Figuras 44 y 45).

**Figura 42**

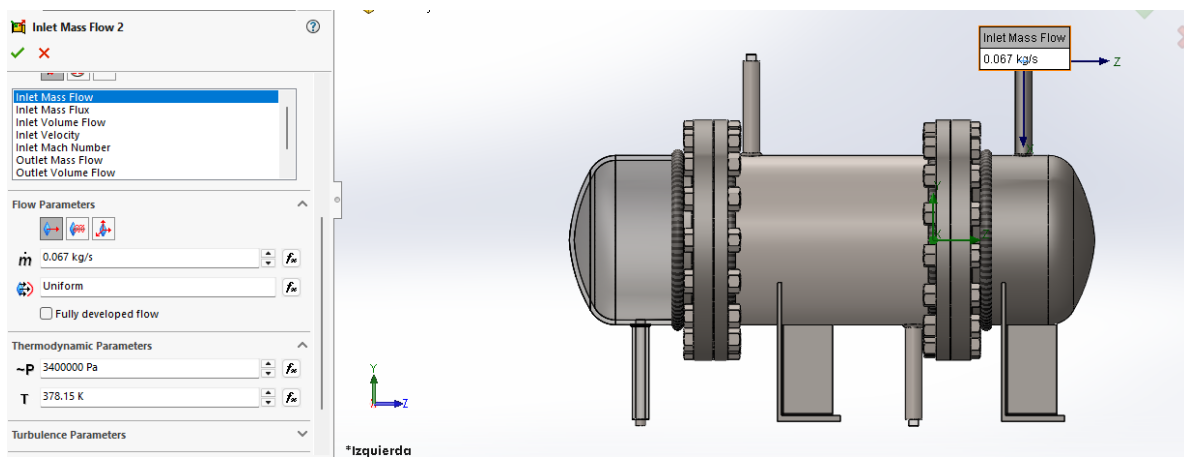
*Condiciones de entrada del agua*



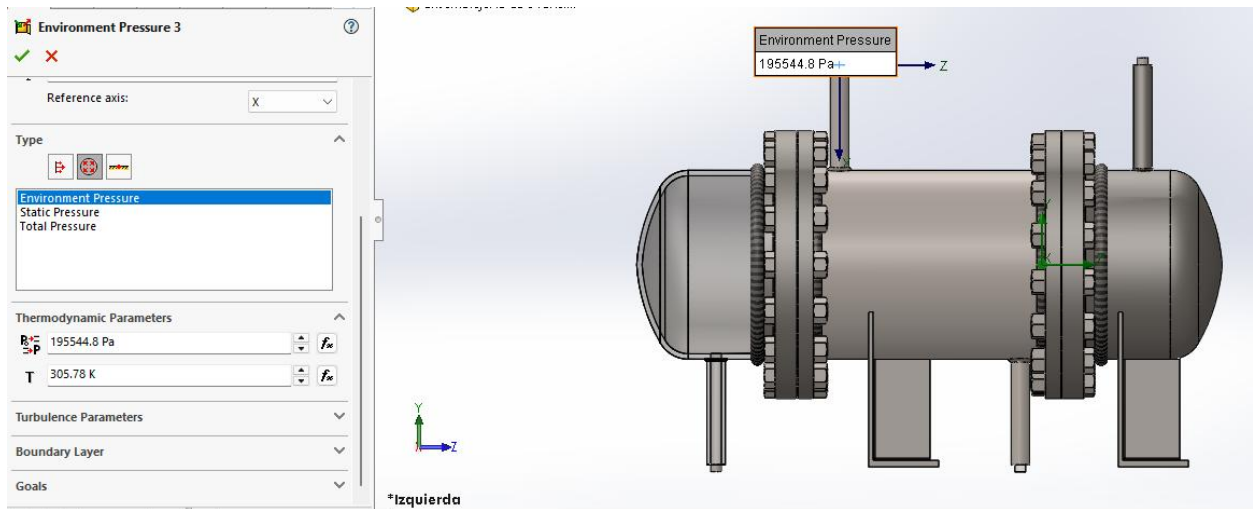
*Nota.* La figura presenta las condiciones de entrada del agua, definidas mediante flujo másico y temperatura para representar el caso de operación de diseño.

**Figura 43**

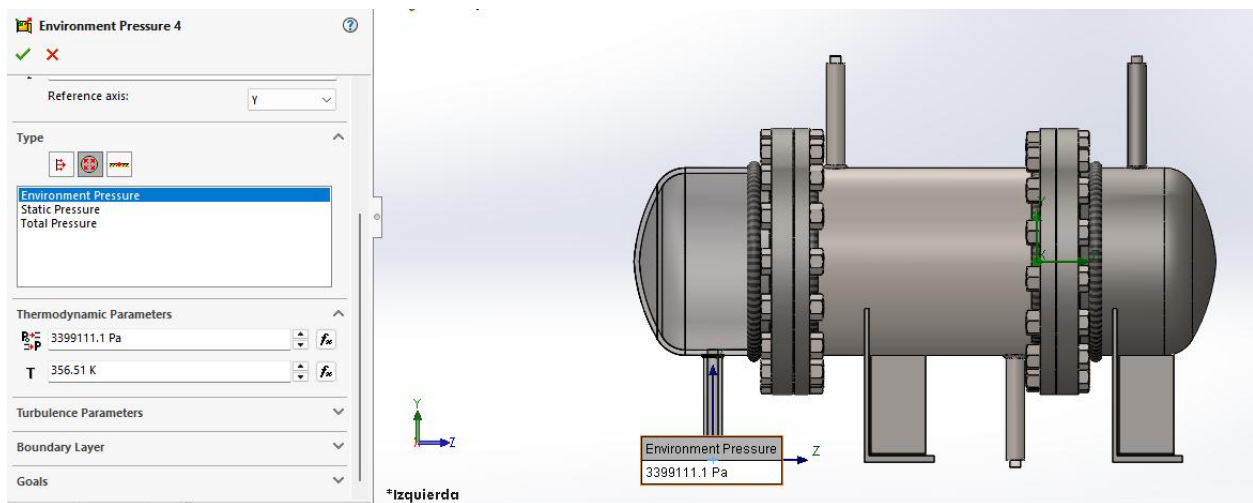
*Condiciones de entrada del R410A*



*Nota.* La figura presenta las condiciones de entrada del R410A, definidas mediante flujo másico y temperatura para representar la descarga del compresor hacia el intercambiador.

**Figura 44***Condiciones de salida del agua*

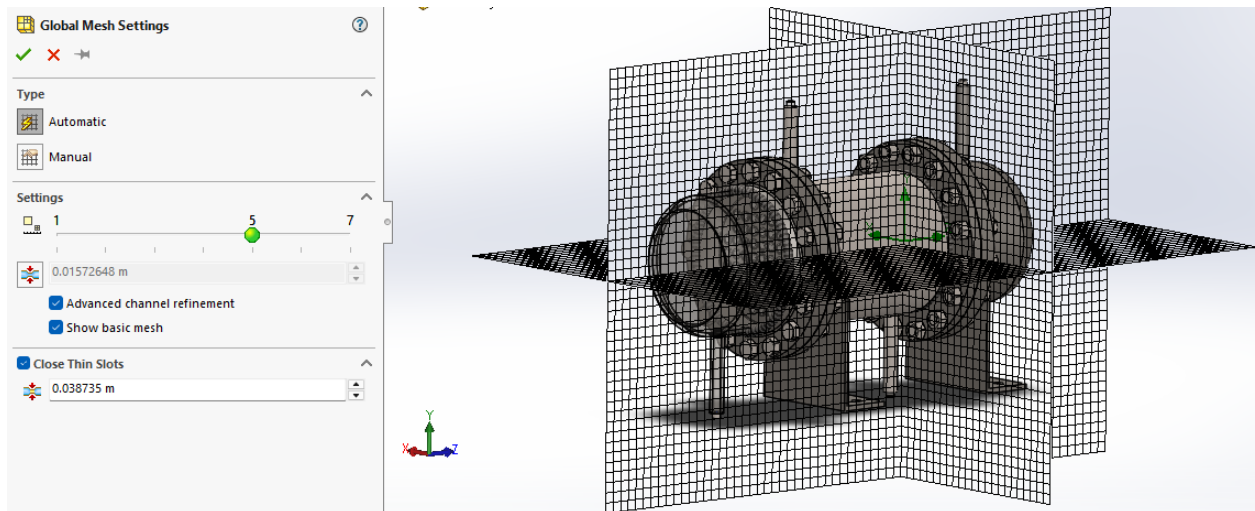
*Nota.* La figura muestra la condición de salida del agua, configurada como presión ambiental para estimar la caída de presión y estabilizar la solución numérica.

**Figura 45***Condiciones de salida del R410A*

*Nota.* La figura muestra la condición de salida del R410A, configurada como presión ambiental para permitir el desarrollo del gradiente de presión dentro del intercambiador.

### 2.6.4.5 Generación de malla

La malla se configuró en Global Mesh Settings en modo Manual, utilizando un nivel global de refinamiento 4, que define el tamaño base de celda en todo el dominio. En esta etapa no se aplicó Advanced channel refinement ni la opción Close Thin Slots, ya que se priorizó una malla base uniforme para comparar resultados bajo una configuración controlada.

**Figura 46***Configuración de la malla*

*Nota.* La figura muestra la configuración global de malla empleada en Flow Simulation, definida en modo manual con un nivel de refinamiento base para el dominio.

## **Capítulo 3**

### 3. Resultados y análisis

#### 3.1 Selección de subsistemas principales

##### 3.1.1 Selección del Termotanque Primario

En el Capítulo 2 se adoptó una dotación de agua caliente de  $100 \left[ \frac{L}{\text{habitante} \cdot \text{dia}} \right]$  para una vivienda de tres ocupantes. De esta forma, la demanda diaria de agua caliente sanitaria resulta.

$$V_d = 3 \times 100 \left[ \frac{L}{\text{habitante} \cdot \text{dia}} \right] \cdot 1 \text{ día} = 300 [L]$$

El volumen total de almacenamiento  $V_w$  se calculó mediante el equilibrio energético entre agua fría y agua caliente expresado en la ecuación (2.1). Para el caso de estudio se consideró  $T_s = 45 \text{ °C}$ ,  $T_{in} = 40 \text{ °C}$ , y  $T_{out} = 50 \text{ °C}$ . Sustituyendo estos valores se obtiene:

$$V_w = V_d \cdot \frac{T_s - T_{in}}{T_{out} - T_{in}}$$

$$V_w = 300 \cdot \frac{45 - 40}{50 - 40} = 150 [L]$$

Este volumen representa la capacidad total de almacenamiento que debe ofrecer el sistema de termotanques para satisfacer la demanda diaria definida.

Como punto de partida para la selección del termotanque primario se propone asignar un volumen de almacenamiento de  $V_{\text{primario}} = 100 \text{ L}$ , valor coherente con las restricciones de espacio del área técnica y con la disponibilidad de modelos comerciales. Este equipo se conecta hidráulicamente al intercambiador de calor asociado al sistema HVAC y se hace operar a una temperatura intermedia  $T_1 = 45 \text{ °C}$ .

En base a estos resultados se seleccionó finalmente un equipo eléctrico de la marca Grupo Juan Álvarez 100 L, por ser la alternativa que mejor equilibra capacidad de almacenamiento, potencia disponible, recirculación integrada y facilidad de adquisición en el mercado nacional.

### 3.1.2 Selección del Termotanque Secundario

El termotanque secundario se instala en serie con el primario y tiene como función elevar la temperatura del agua hasta un nivel superior, compensando las pérdidas térmicas en la red y asegurando la temperatura de servicio en los puntos de consumo. Para este equipo se adopta una temperatura de operación  $T_2 = 60$  °C..

La distribución del volumen total de almacenamiento entre ambos termotanques se realiza aplicando el balance energético planteado en la ecuación (2.2). Sustituyendo los valores adoptados para el caso de estudio  $V_d = 300$  [L],  $T_s = 45$  °C,  $T_{in} = 40$  °C,  $V_1 = 100$  L,  $T_1 = 45$  °C y  $T_2 = 60$  °C, se tiene:

$$V_{secundario} = \frac{(300)(45 - 40) - (100)(45 - 40)}{(60 - 40)} = 50 \text{ [L]}$$

De esta forma, el termotanque secundario debe aportar un volumen de almacenamiento de aproximadamente 50 L para que la combinación de ambos equipos reproduzca el volumen total  $V_w = 150$  L calculado con la ecuación (2.1). En la selección comercial se considera un rango de 50 – 80 L, de manera que la capacidad nominal sea igual o superior al valor teórico determinado.

La potencia térmica mínima requerida en el termotanque secundario se obtiene con una expresión análoga a la del primario, considerando el incremento de temperatura desde  $T_1$  hasta  $T_2$  en el mismo tiempo de recuperación  $\Delta t$ :

Con  $\rho = 1000$   $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ ,  $c_p = 4180$   $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$ ,  $V_{secundario} = 0.05$  m<sup>3</sup>,  $T_2 = 60$  °C,  $T_1 = 45$  °C y  $\Delta t = 1800$  s, se obtiene que:

$$Potencia\ secundario = \frac{(1000)(0.05)(4180)(60 - 45)}{1800} = 1.75 \text{ [kW]}$$

El resultado obtenido justifica la selección de un termotanque secundario con volumen nominal de 50 – 80 L y potencia eléctrica igual o superior a 2.0 kW. Por ende, se eligió un

termotanque eléctrico de la marca Grupo Juan Álvarez con volumen nominal de 50 L y potencia eléctrica de 3.0 kW.

### 3.1.3 Selección del sistema HVAC

Aplicando la ecuación (2.5) y los valores definidos en la sección 2.5, la carga por radiación solar se obtuvo como:

$$Q_{sol} = G_{sol} \cdot A = 193 \left[ \frac{W}{m^2} \right] \cdot 40[m^2] = 7720 [W]$$

Por otra parte, la carga interna se calculó a partir de la suma de las ganancias debidas a ocupantes, iluminación y equipos eléctricos, dando como resultado:

$$Q_{int} = (3 \cdot 70) + (6 \cdot 25) + 780 + (3 \cdot 183) = 1700 [W]$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación (2.4),

$$Q_t = Q_{sol} + Q_{int} = 7720 + 1700 = 9500 [W]$$

Por lo tanto, la carga térmica total requerida para la climatización de la vivienda es del orden de  $Q_t \approx 9.5 \text{ kW} = 32415.34 \left[ \frac{Btu}{h} \right]$ . En función de este valor se seleccionó el sistema multisplit Comfort Star multizona CM3-27-3ZX con capacidad nominal cercana a 27 000 BTU/h como base para el acoplamiento con el intercambiador de calor y el sistema de calentamiento de agua sanitaria.

## 3.2 Geometría optimizada del Intercambiador de Calor

En esta sección se presentan los resultados de la optimización geométrica del intercambiador tipo BEM. La evaluación se realizó mediante un barrido paramétrico dentro de los rangos definidos en la sección 2.6.2, con el fin de seleccionar una geometría que cumpla el requerimiento de transferencia de calor y mantenga un comportamiento hidráulico compatible con la operación del sistema integrado.

### ***3.2.1 Tabla de Geometrías del intercambiador***

Las tablas 23 y 24 presentan las iteraciones de geometría evaluadas para un diámetro de coraza de 10 in. La información se organizó para comparar configuraciones bajo un mismo criterio de diseño y así identificar las alternativas con mejor desempeño antes de definir la geometría final seleccionada. Las tablas correspondientes a las otras configuraciones se incluyen en el apéndice B.

Tabla 23

Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 10 in

$D_{in/s}$	$D_{in/t}$	$n_t$	$L_t$	$V_{max/w}$	$V_{max/r}$	$h_i$	$h_o$	$U$	$R_{e/s}$	$R_{e/t}$	$A_e$	
10	0.875		40	0.14	0.34	4.83	77.9	4.50	284.80	9483.51	7.00	
			30	50	0.06	0.34	4.83	75.4	4.51	290.70	9527.75	9.30
			60	0.04	0.34	4.83	71.16	4.48	396.14	9564.21	11.50	
			40	0.14	0.25	4.32	77.84	4.06	288.59	7134.00	9.40	
			40	50	0.06	0.25	4.01	75.13	3.78	293.50	7159.99	12.40
			60	0.04	0.25	3.84	70.92	3.62	298.21	7183.39	15.40	
			40	0.14	0.20	4.02	77.85	3.79	292.20	5722.64	11.70	
			50	50	0.06	0.20	3.75	75.17	3.53	297.64	5744.54	15.40
			60	0.04	0.20	3.52	70.92	3.53	302.29	5762.11	19.20	
			40	0.14	0.17	3.79	77.87	3.58	295.42	4779.70	14.00	
		60	50	0.06	0.17	3.52	75.22	3.34	301.30	4798.94	18.50	
		60	0.04	0.17	3.32	70.96	3.15	306.29	4813.03	23.00		
		40	0.09	0.25	4.39	113.12	4.17	543.73	5869.72	12.00		
		60	50	0.04	0.26	4.11	75.97	3.86	229.22	5925.62	15.90	
		60	0.03	0.26	3.88	70.63	3.65	233.10	5943.24	19.80		
		70	40	0.08	0.22	4.20	79.83	3.96	226.99	5069.12	14.00	
		70	50	0.04	0.22	3.91	75.95	3.69	231.77	5089.05	18.50	
		70	60	0.03	0.22	3.68	70.61	3.48	235.80	5104.51	23.00	
		70	40	0.08	0.19	4.02	79.83	3.80	229.07	4443.64	16.00	
		0.750	80	50	0.04	0.19	3.75	75.94	3.54	234.11	4460.78	21.20
		60	0.03	0.19	3.54	70.61	3.34	238.33	4473.79	26.30		
		40	0.08	0.17	3.88	79.83	3.67	231.00	3955.77	18.00		
		90	50	0.04	0.17	3.61	75.93	3.42	236.27	3971.50	23.80	
		60	0.03	0.17	3.41	70.60	3.23	240.65	3981.96	29.60		

Nota.  $D_{in/s}$  [in],  $D_{in/t}$  [in],  $L_t$  [cm],  $V_{max/w}$   $\left[\frac{ft}{s}\right]$ ,  $V_{max/r}$   $\left[\frac{ft}{s}\right]$ ,  $h_i$   $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$ ,  $h_o$   $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$ ,  $U$   $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$ ,  $A_e$  [ft<sup>2</sup>]

**Tabla 24**

Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 10 in

$D_{in/s}$	$D_{in/t}$	$n_t$	$L_t$	$W_c$	$T_{out/s}$	$T_{out/t}$	$\Delta P_s$	$\Delta P_t$	$\eta$
10	0.875		40	3872.400259	35.20	91.30	0.01	0.22	0.70
		30	50	3872.400323	36.31	87.75	0.06	0.34	0.75
		60		3872.400387	37.32	84.58	0.04	0.34	0.86
		40		3872.400152	35.91	89.01	0.01	0.22	0.77
		40	50	3872.40019	36.84	86.10	0.01	0.22	0.80
		60		3872.400227	37.70	83.39	0.01	0.22	0.90
		40		3872.400104	36.59	86.88	0.14	0.20	0.84
		50	50	3872.40013	37.60	83.71	0.01	0.22	0.87
		60		3872.400155	38.46	81.06	0.01	0.22	0.98
		40		3872.400079	37.19	84.99	0.01	0.22	0.91
	60	50	3872.400099	38.28	81.61	0.01	0.23	0.95	
	60		3872.400119	38.19	78.83	0.04	0.17	1.07	
	40		3872.400079	35.68	74.73	0.06	0.13	1.20	
	60	50	3872.400253	38.23	81.76	0.04	0.26	1.25	
	60		3872.400304	39.15	78.94	0.01	0.22	1.35	
	0.750	40		3872.400152	37.70	83.42	0.01	0.23	1.19
		70	50	3872.40019	38.84	79.90	0.01	0.22	1.22
		60		3872.400228	39.79	77.02	0.01	0.21	1.31
		40		3872.400118	38.19	81.88	0.01	0.22	1.37
		80	50	3872.400148	39.39	78.22	0.01	0.21	1.41
60			3872.400177	40.38	75.28	0.01	0.21	1.50	
40			3872.400098	38.65	80.47	0.01	0.22	1.45	
90		50	3872.400123	39.89	76.71	0.01	0.21	1.59	
60		3872.400147	40.91	73.71	0.01	0.22	1.62		

Nota.  $D_{in/s}$  [in],  $D_{in/t}$  [in],  $W_c$  [W],  $T_{out/t}$  [°C],  $T_{out/s}$  [°C],  $\Delta P_s$  [psi],  $\Delta P_t$  [psi]

### ***3.2.2 Determinación de geometría optimizada***

A partir de las tablas comparativas, se seleccionó como geometría óptima la configuración resumida en la Tabla 25, debido a que presentó el mejor compromiso entre desempeño térmico e hidráulico. Esta alternativa alcanzó valores elevados de  $U$ , mantuvo el área efectiva de intercambio en el orden requerido y entregó una temperatura de salida del refrigerante coherente con la recuperación de calor esperada. Al mismo tiempo, las caídas de presión en coraza y en tubos se mantuvieron dentro de rangos aceptables, lo que evita sobredimensionar la bomba de recirculación y limita el impacto sobre el compresor.

En comparación con las demás combinaciones evaluadas, las configuraciones con coraza menor o con menor área efectiva tendieron a reducir  $U$  o a disminuir la temperatura objetivo de salida asociada a la recuperación, lo que limita la energía útil transferida. Por otra parte, las alternativas que incrementaron la velocidad para compensar el intercambio térmico elevaron las caídas de presión, aumentando el requerimiento de potencia auxiliar y reduciendo la conveniencia global del diseño.

Tabla 25

Tabla de resultados geométricos del intercambiador

Parámetros	Valor obtenido
Tipo de Intercambiador	BEM
Arreglo del número de pasadas	1 - 1
Diámetro interno de la coraza ( $D_{in/s}$ ) [in]	10
Diámetro externo de la coraza ( $D_{out/s}$ ) [in]	10.75
Número total de tubos ( $n_t$ )	60
Longitud del tubo ( $L_t$ ) [in]	15.748
Diámetro interno del tubo ( $D_{in/t}$ ) [in]	0.532
Diámetro externo del tubo ( $D_{out/t}$ ) [in]	0.750
Diámetro interno de la boquilla ( $D_n$ )	0.622
Conductividad térmica del tubo ( $k_{tubo}$ ) [ $\frac{BTU}{h \cdot F \cdot ft}$ ]	12
Separación entre tubos ( $P_T$ ) [in]	1
Patrón de tubos	Cuadrado
Número de baffles ( $n_b$ )	4
Separación entre baffles ( $B$ ) [in]	2
Área de intercambio térmico efectiva $A_e$ [ $ft^2$ ]	12.6
Factor de ensuciamiento tubos ( $R_t$ ) [ $\frac{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}{Btu}$ ]	0.0011
Factor de ensuciamiento coraza ( $R_s$ ) [ $\frac{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}{Btu}$ ]	0.0006

Tabla 26

Tabla de resultados térmicos e hidráulicos del intercambiador mediante DWSIM

Parámetros	Coraza	Tubos
Calor transferido ( $Q$ ) $\left[\frac{Btu}{h}\right]$		8022.59
Caudal másico ( $\dot{m}$ ) $\left[\frac{lb}{h}\right]$	450	532
Temperaturas de entrada ( $T_{in}$ ) [°F]	88.41	221
Temperaturas de salida ( $T_{out}$ ) [°F]	96.22	166.52
Calor específico ( $c_p$ ) $\left[\frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F}\right]$	1.0803	0.2768
Gravedad específica ( $\rho$ )	0.986	0.111
Viscosidad ( $\mu$ ) $\left[\frac{lb}{ft \cdot h}\right]$	1.8485	0.044
Coefficiente de conducción ( $k$ ) $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft}\right]$	0.356	0.018
Número de Prandtl ( $P_r$ )	5.600	1.375
Coefficientes de convección ( $h$ ) $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$	113.12	4.39
Coefficiente global ( $U$ ) $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$		4.17
Número de Reynolds ( $R_e$ )	543.73	5869.72
Caída de presión total ( $\Delta P$ ) [ $psi$ ]	0.06	0.13
Velocidad máxima en boquillas $V_{max}$ $\left[\frac{ft}{s}\right]$	0.09	0.25
Factor de seguridad $\left[\frac{A_e}{A_{req}}\right]$		1.20

### 3.2.3 Resultados por Metodología Bell Delaware

Posteriormente, se verificó el proceso de cálculo de DWSIM mediante la hoja de cálculo en Excel que se desarrolló utilizando el método Bell - Delaware de la siguiente manera:

1. Se calcula el calor total necesario en sistema mediante un balance de energía para el agua:

$$Q = \dot{m}_{coraza} c_p \Delta T = (450)(1.0803)(96.22 - 88.41) = 3796.71 \left[ \frac{BTU}{h} \right]$$

2. El flujo de calor será exactamente el mismo para ambos fluidos y por lo tanto la caída de temperaturas del refrigerante será:

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{m}_{tubos} c_p} = \frac{3796.71}{(532)(0.2768)} = 25.78 \text{ } [^{\circ}F]$$

3. Los diferenciales de temperatura son:

$$\Delta T_1 = 221 - 96.22 = 124.78 \text{ } ^{\circ}F$$

$$\Delta T_2 = 195.22 - 88.41 = 106.81 \text{ } ^{\circ}F$$

4. Se calcula el LTMD:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{124.78 - 106.81}{\ln\left(\frac{124.78}{106.81}\right)} = 110.55 \text{ } ^{\circ}F$$

5. Para seleccionar el tipo de intercambiador se calcula el valor de P y R:

$$R = \frac{88.41 - 96.22}{195.22 - 221} = 0.30$$

$$P = \frac{180.90 - 221}{89.60 - 221} = 0.305$$

$$N = \text{Número de pasos de coraza} = 1$$

$$\alpha = \left( \frac{1 - RP}{1 - P} \right)^{\frac{1}{N}} = \left( \frac{1 - 0.30 \cdot 0.305}{1 - 0.305} \right)^{\frac{1}{1}} = 1.31$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} = \frac{1.31 - 1}{1.31 - 0.30} = 0.306$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln\left(\frac{1 - S}{1 - RS}\right)}{(R - 1) \cdot \ln\left(\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right)}$$

$$F = \frac{\sqrt{(0.30)^2 + 1} \cdot \ln\left(\frac{1 - 0.306}{1 - 0.30 \cdot 0.306}\right)}{(0.30 - 1) \cdot \ln\left(\frac{2 - 0.306(0.30 + 1 - \sqrt{(0.30)^2 + 1})}{2 - 0.306(0.30 + 1 + \sqrt{(0.30)^2 + 1})}\right)} = 0.99$$

6. Con los valores P y R, se obtiene el valor F dando un resultado de 0.99. Bajo la teoría indicada por el método Bell-Delaware simplificado, un intercambiador de calor será apropiado y eficiente sólo si el valor F es mayor a 0.8. Por lo tanto, el diseño es aceptable.

7. Se estima un coeficiente  $U_D = 4.50 \left[ \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2} \right]$  para el cálculo de los números de tubos necesarios para el intercambiador de calor.

8. Se calcula el área de transferencia de calor:

$$A_e = \frac{Q}{U_D \cdot F \cdot LMTD} = \frac{3976.71}{4.50 \cdot 0.99 \cdot 110.55} = 8.07 \text{ ft}^2$$

9. Se calcula el número de tubos necesarios para el intercambiador, se seleccionan tubos de calibre 12 DWG de 3/4 de in y un largo de 16 in:

$$n_t = \frac{A}{\pi \cdot D_{out/t} \cdot L_t} = \frac{8.07}{\pi \cdot \frac{0.75}{12} \cdot 1.3123} = 31$$

10. Se calcula el Reynolds para los tubos

$$R_{e/t} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{tubos} \cdot n_p}{\pi \cdot \frac{D_{i/t}}{12} \cdot n_t \cdot \mu_t} = \frac{4 \cdot 532 \cdot 1}{\pi \cdot \frac{0.532}{12} \cdot 31 \cdot 0.044} = 11201.52$$

11. Se calcula la velocidad del fluido en los tubos del intercambiador:

$$V = \frac{\dot{m}_{tubos} \cdot \frac{n_p}{n_t}}{\rho_t \cdot \pi \cdot \frac{D_{i/t}^2}{4}} = \frac{532 \cdot \frac{1}{47}}{0.108 \cdot 62.43 \cdot \pi \cdot \frac{0.0443^2}{4}} = 0.302 \text{ ft/s}$$

12. Dado que la velocidad obtenida se encuentra fuera del rango de diseño establecido se cambia el número de tubos a 60 en base a la tabla 26, para tubos de  $\frac{3}{4}$  in.

**Tabla 27**

*Tabla de número de tubos en base a geometría*

C / 730 APPENDIX

**Table C.2** Tube Counts for 3/4-in. OD Tubes on 15/16-in. Triangular Pitch

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24
10	85	72	52	50	60	62	52	44	64	52	52
12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78
13.25	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108
15.25	204	192	166	168	183	168	146	136	180	160	148
17.25	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204
19.25	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262
21.25	417	396	364	348	372	356	324	316	370	352	334
23.25	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408
25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474
27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570
29	785	762	704	688	729	708	650	624	736	696	668
31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780
33	1035	1002	944	920	962	934	868	840	978	928	904
35	1164	1132	1062	1036	1090	1064	990	972	1100	1060	1008
37	1304	1270	1200	1168	1233	1196	1132	1100	1238	1200	1152
39	1460	1422	1338	1320	1365	1346	1266	1244	1390	1336	1290
42	1703	1664	1578	1552	1611	1580	1498	1464	1632	1568	1524
45	1960	1918	1830	1800	1875	1834	1736	1708	1882	1820	1770
48	2242	2196	2106	2060	2132	2100	1998	1964	2152	2092	2044
54	2861	2804	2682	2660	2730	2684	2574	2536	2748	2680	2628
60	3527	3476	3360	3300	3395	3346	3228	3196	3420	3340	3286
66	4292	4228	4088	4044							
72	5116	5044	4902	4868							
78	6034	5964	5786	5740							
84	7005	6934	6766	6680							
90	8093	7998	7832	7708							
96	9203	9114	8896	8844							
108	11696	11618	11336	11268							
120	14459	14378	14080	13984							

**Fuente:** Serth, R. W. (2007). *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. Academic Press.

13. Se recalcula el Reynolds para los tubos, la velocidad y coeficiente de transferencia de calor:

$$Re_{e/t} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{tubos} \cdot n_p \cdot 12}{\pi \cdot D_{i/t} \cdot n_t \cdot \mu_t} = \frac{4 \cdot 532 \cdot 1 \cdot 12}{\pi \cdot 0.532 \cdot 60 \cdot 0.044} = 5787.45$$

$$V = \frac{\dot{m}_{tubos} \cdot \frac{n_p}{n_t}}{\rho_t \cdot \pi \cdot \frac{D_{i/t}^2}{4}} = \frac{\frac{532}{3600} \cdot \frac{1}{60}}{0.108 \cdot 62.43 \cdot \pi \cdot \frac{0.0443^2}{4}} = 0.24 \left[ \frac{ft}{s} \right]$$

$$U_{req} = \frac{3976.71}{60 \cdot \pi \cdot \frac{0.75}{12} \cdot 1.3123 \cdot 0.99 \cdot 109.63} = 2.61 \left[ \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2} \right]$$

14. Se calcula el coeficiente de transferencia de calor interno

$$h_i = \frac{k_t}{D_{i/t}} \cdot 0.023 \cdot R_{e/t}^{0.8} \cdot P_r^{\frac{1}{3}} = \frac{0.01}{0.0443} \cdot 0.023 \cdot 5787.45^{0.8} \cdot 1.375^{\frac{1}{3}} = 5.87 \left[ \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2} \right]$$

15. Cálculo del Reynolds para el flujo en la coraza

$$B = 0.3 \cdot 10 = 3$$

$$a_s = \frac{D_{in/s} \cdot C' \cdot B}{144 \cdot P_T} = \frac{10 \cdot 0.25 \cdot 3}{144 \cdot 1} = 0.052$$

$$G = \frac{\dot{m}_{coraza}}{a_s} = \frac{450}{0.052} = 8653.85 \left[ \frac{lb}{h \cdot ft^2} \right]$$

$$D_e = \frac{0.95}{12} = 0.079 [ft]$$

$$R_{e/s} = \frac{D_e \cdot G}{\mu_s} = \frac{0.079 \cdot 8653.85}{1.88} = 363.65$$

16. Cálculo del factor Colburn

$$j_H = 0.5 \cdot \left( 1 + \frac{B}{D_{in/s}} \right) \cdot (0.08 \cdot R_{e/s}^{0.6821} + 0.7 \cdot R_{e/s}^{0.1772})$$

$$j_H = 0.5 \cdot \left( 1 + \frac{3}{10} \right) \cdot (0.08 \cdot 363.65^{0.6821} + 0.7 \cdot 363.65^{0.1772}) = 4.20$$

17. Cálculo de coeficiente de transferencia de calor para el flujo en la coraza.

$$h_o = j_H \cdot \frac{k_s}{D_e} \cdot P_r^{\frac{1}{3}} = 4.20 \cdot \frac{0.356}{0.079} \cdot 5.6^{\frac{1}{3}} = 33.61 \left[ \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2} \right]$$

18. Cálculo del coeficiente general de transferencia de calor limpio:

$$U_c = \left[ \frac{D_{out/t}}{h_i \cdot D_{in/t}} + \frac{D_{out/t} \cdot \ln \left( \frac{D_{out/t}}{D_{in/t}} \right)}{2 \cdot k_{tubo}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1}$$

$$U_c = \left[ \frac{0.75}{5.87 \cdot 0.532} + \frac{\frac{0.75}{12} \cdot \ln\left(\frac{1}{0.532}\right)}{2 \cdot 12} + \frac{1}{33;61} \right]^{-1} = 3.68 \left[ \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2} \right]$$

19. Cálculo de resistencia por factores de incrustación.

$$R_D = \frac{R_{Di} \cdot D_o}{D_i} + R_{Do} = 0.01$$

$$R_D = \frac{0.0011 \cdot 1}{0.532} + 0.0006 = 0.002667 \left[ \frac{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}{Btu} \right]$$

20. Cálculo de coeficiente general de transferencia de calor final:

$$U_D = \left( \frac{1}{3.68} + 0.002667 \right)^{-1} = 3.64 \left[ \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2} \right]$$

21. Cálculo del factor de diseño:

$$\eta = \frac{U_D}{U_{req}} = \frac{3.64}{2.61} = 1.39$$

22. Cálculo de caída de presión en los tubos

$$f = 0.4137 \cdot R_{e/t}^{-0.2585} = 0.4137 \cdot 5787.45^{-0.2585} = 0.044$$

$$G = \frac{\dot{m}_{tubos} \cdot \frac{n_p}{n_t}}{\pi \cdot \frac{D_{i/t}^2}{4}} = \frac{532 \cdot \frac{1}{60}}{\pi \cdot \frac{0.0443^2}{4}} = 5752.59 \left[ \frac{lb}{h \cdot ft^2} \right]$$

$$\Delta P_f = \frac{f \cdot L_t \cdot n_p \cdot G^2}{7.5 \cdot 10^{12} \cdot D_{i/t} \cdot \rho_t \cdot \phi} = \frac{0.044 \cdot 1.3123 \cdot 1 \cdot 5752.59^2}{7.5 \cdot 10^{12} \cdot 0.0443 \cdot 0.108 \cdot 1} = 5.48 \cdot 10^{-5} [psi]$$

$$\Delta P_r = \frac{1.334 \cdot 10^{-13} \cdot (2 \cdot n_p - 1.5) \cdot G^2}{\rho_t} = \frac{1.334 \cdot 10^{-13} \cdot (2 \cdot 1 - 1.5) \cdot 5752.59^2}{0.108}$$

$$\Delta P_r = 2.04 \cdot 10^{-5} [psi]$$

$$R_{eboquillas/t} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{tubos}}{\pi \cdot D_{n/t} \cdot \mu_t} = \frac{4 \cdot 532}{\pi \cdot \frac{0.622}{12} \cdot 0.044} = 297002.38$$

$$G_{boquillas/t} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{tubos}}{\pi \cdot D_{n/t}^2} = \frac{4 \cdot 532}{\pi \cdot \left(\frac{0.622}{12}\right)^2} = 252117.78 \left[ \frac{lb}{h \cdot ft^2} \right]$$

$$\Delta P_n = 2 \cdot 10^{-13} \cdot n_s \cdot \frac{G_n^2}{\rho_t} = 2 \cdot 10^{-13} \cdot 1 \cdot \frac{252117.78^2}{0.108} = 0.11 \text{ [psi]}$$

$$\Delta P_t = \Delta P_n + \Delta P_r + \Delta P_f = 0.11 + 2.04 \cdot 10^{-5} + 5.48 \cdot 10^{-5} = 0.11 \text{ [psi]}$$

23. Cálculo de caída de presión en la coraza y número de baffles

$$f_1 = (0.0076 + 0.000166 \cdot D_{in/s}) \cdot R_{e/s}^{-0,125}$$

$$f_1 = (0.0076 + 0.000166 \cdot 10) \cdot 363.65^{-0,125} = 4.43 \cdot 10^{-3} \text{ [psi]}$$

$$f_2 = (0.0016 + 0.000058 \cdot D_{in/s}) \cdot R_{e/s}^{-0,157}$$

$$f_2 = (0.0016 + 0.000058 \cdot 10) \cdot 363.65^{-0,157} = 8.63 \cdot 10^{-4} \text{ [psi]}$$

$$f = 144 \cdot \left( f_1 - 1.25 \cdot \left( 1 - \frac{B}{d_s} \right) \cdot (f_1 - f_2) \right)$$

$$f = 144 \cdot \left( 4.43 \cdot 10^{-3} - 1.25 \cdot \left( 1 - \frac{3}{10} \right) \cdot (4.43 \cdot 10^{-3} - 8.63 \cdot 10^{-4}) \right) = 0.1884$$

$$1 + n_b = \left( \frac{L}{B} \right) = \left( \frac{1.3123 \cdot 12}{3} \right) = 5$$

$$\Delta P_f = \frac{f \cdot D_{in/s} \cdot (1 + n_b) \cdot G^2}{7.5 \cdot 10^{12} \cdot d_e \cdot \rho_s \cdot \phi} = \frac{0.1884 \cdot 10 \cdot (5) \cdot 8653.85^2}{7.5 \cdot 10^{12} \cdot 0.95 \cdot 0.986 \cdot 1} = 1.005 \cdot 10^{-4} \text{ [psi]}$$

$$Reboquillas/s = \frac{4 \cdot \dot{m}_{coraza}}{\pi \cdot D_{n/s} \cdot \mu_s} = \frac{4 \cdot 450}{\pi \cdot \frac{0.612}{12} \cdot 1.8485} = 6077.61$$

$$G_{boquillas/s} = \frac{4 \cdot 450}{\pi \cdot \left( \frac{0.612}{12} \right)^2} = 220283.66 \left[ \frac{lb}{h \cdot ft^2} \right]$$

$$\Delta P_n = 2 \cdot 10^{-13} \cdot N_s \cdot \frac{G_{boquillas}^2}{\rho_s} = 2 \cdot 10^{-13} \cdot 1 \cdot \frac{220283.66}{0.986} = 0.00984 \text{ [psi]}$$

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_n = 1.005 \cdot 10^{-4} + 0.00984 = 9.9405 \cdot 10^{-3} \text{ [psi]}$$

**Tabla 28***Tabla de resultados térmicos e hidráulicos mediante método Bell – Delaware*

Parámetros	Coraza	Tubos
Calor transferido ( $Q$ ) $\left[\frac{Btu}{h}\right]$		3976.71
Caudal másico ( $\dot{m}$ ) $\left[\frac{lb}{h}\right]$	450	532
Temperaturas de entrada ( $T_{in}$ ) [°F]	88.41	221
Temperaturas de salida ( $T_{out}$ ) [°F]	96.22	195.22
Calor específico ( $c_p$ ) $\left[\frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F}\right]$	1.0803	0.2768
Gravedad específica ( $\rho$ )	0.986	0.111
Viscosidad ( $\mu$ ) $\left[\frac{lb}{ft \cdot h}\right]$	1.8485	0.044
Coefficiente de conducción ( $k$ ) $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft}\right]$	0.356	0.01
Número de Prandtl ( $P_r$ )	5.600	1.375
Coefficientes de convección ( $h$ ) $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$	33.61	5.87
Coefficiente global ( $U$ ) $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$		3.68
Número de Reynolds ( $R_e$ )	363.65	5787.45
Caída de presión total ( $\Delta P$ ) [ $psi$ ]	0.009	0.11
Velocidad máxima en boquillas $V_{max}$ $\left[\frac{ft}{s}\right]$	0.48	0.24
Factor de seguridad $\left[\frac{A_e}{A_{req}}\right]$		1.39

Los resultados obtenidos por el método Bell – Delaware en contraste con la metodología de cálculo del programa DWSIM mostraron valores similares en la mayoría de los parámetros del proceso de intercambio de calor.

Al aplicar las mismas condiciones de entrada y propiedades del proceso, ambos métodos entregaron valores muy cercanos para la transferencia de calor, con  $8022.59 \left[ \frac{Btu}{h} \right]$  en Bell–Delaware y  $3976.71 \left[ \frac{Btu}{h} \right]$  en DWSIM.

Las diferencias más relevantes se presentaron en el lado coraza, particularmente en el número de Reynolds y en los coeficientes de convección y global, donde Bell – Delaware predijo un Reynolds mayor mientras que DWSIM arrojó un coeficiente de convección superior.

Esta discrepancia se asocia a la forma en que cada metodología representa la hidráulica real del lado coraza, ya que Bell – Delaware incorpora factores de corrección por bypass, fugas y distribución de flujo a través de baffles, mientras que DWSIM implementa correlaciones internas y criterios de cálculo propios del módulo de diseño. A pesar de las discrepancias, ambos métodos confirmaron la validez del diseño optimizado seleccionado y respaldaron su uso como geometría final para la simulación integrada del sistema.

### **3.3 Diseño Mecánico del Intercambiador de Calor Optimizado**

En esta etapa se desarrolló el diseño mecánico del intercambiador de calor optimizado mediante el dimensionamiento de sus componentes principales, considerando los criterios y ecuaciones de diseño establecidos por la normativa TEMA para intercambiadores. Los cálculos se realizaron mediante un código en MATLAB, el cual permitió evaluar espesores mínimos requeridos, esfuerzos admisibles y tolerancias asociadas a elementos como la coraza, cabezales, tapas y tubos, de acuerdo con las condiciones de operación definidas. El detalle de los cálculos y reportes obtenidos, correspondientes a los resultados presentados en esta sección, se incluye en el Apéndice F.

### **3.4 Ejecución de la simulación del sistema integrado en estado estable**

Con los parámetros de proceso definidos para cada equipo y con la geometría optimizada del intercambiador ya ingresada, se ejecutó la simulación del sistema integrado en DWSIM en

modo de estado estable. El objetivo de esta etapa fue obtener temperaturas de salida, carga térmica transferida y caídas de presión, y verificar que el modelo reproduzca condiciones operativas coherentes.

En la simulación se fijaron como variables independientes las temperaturas de servicio de agua caliente sanitaria y las temperaturas de evaporación y condensación del sistema HVAC, mientras que se dejaron como variables dependientes las temperaturas de salida del intercambiador, la potencia térmica efectivamente recuperada y la potencia de bombeo requerida en el lazo de recirculación.

**Tabla 29**

*Resultados de las corrientes del circuito de refrigerante en las etapas de compresión y condensación del sistema HVAC*

Corriente	Fracción de vapor	Temperatura [°C]	Presión [KPa]	Caudal másico $\left[\frac{kg}{h}\right]$	Flujo volumétrico $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	Flujo de Calor $\left[\frac{KJ}{h}\right]$
Succión	1	12	755.55	241	0.23	-2157541.84
Compresor						
Descarga	1	105	3400	241	0.23	-2143601.20
Compresor						
Salida del Refrigerante	1	71.63	3000	241	0.23	-2151744.986
Salida	0	34.30	2108.03	241	0.23	-2200465.18
Condensador						
Entrada	0	34.3	2108.03	79.53	0.075	-726153.51
Válvula Exp#1						
Entrada	0	34.3	2108.03	79.53	0.075	-726153.51
Válvula Exp#2						

*Nota:* Se indica que los datos del sistema HVAC y sus parámetros no se ven afectados durante el funcionamiento del sistema interconectado. Las presiones y temperaturas en los sistemas se mantienen iguales.

**Tabla 30***Resultados de las corrientes del circuito de refrigerante en las etapas de expansión y evaporación*

Corriente	Fracción de vapor	Temperatura [°C]	Presión [KPa]	Caudal másico $\left[\frac{kg}{h}\right]$	Flujo volumétrico $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	Flujo de Calor $\left[\frac{KJ}{h}\right]$
Entrada	0	34.3	2108.03	81.94	0.077	-748158.16
Válvula Exp#3						
Salida	0.25	2.7	872.99	79.53	0.075	-726153.51
Válvula Exp#1						
Salida	0.25	2.7	872.99	79.53	0.075	-726153.51
Válvula Exp#2						
Salida	0.25	2.7	872.99	81.94	0.077	-748158.16
Válvula Exp#3						
Salida	1	-1.77	755.56	81.94	0.077	-734532.91
Evaporador#1						
Salida	1	-1.77	755.56	79.53	0.075	-712928.99
Evaporador#2						
Salida	1	10	755.56	79.53	0.075	-710079.94
Evaporador#3						

*Nota:* Se indica que los datos del sistema HVAC y sus parámetros no se ven afectados durante el funcionamiento del sistema interconectado. Las presiones y temperaturas en los sistemas se mantienen iguales.

**Tabla 31***Resultados de las corrientes del circuito hidráulico asociado al termotanque primario y la recirculación*

Corriente	Fracción de vapor	Temperatura [°C]	Presión [KPa]	Caudal másico [ $\frac{kg}{h}$ ]	Flujo volumétrico [ $\frac{m^3}{h}$ ]	Flujo de Calor [ $\frac{KJ}{h}$ ]
Entrada agua de recirculación	0	31.34	205	450	0.45	-7127659.773
Agua de salida recirculada	0	35.68	195	450	0.45	-7119515.985
Agua sanitaria	0	25	3.17	350	0.35	-5553060.08
Agua sanitaria -post bomba	0	25	203	350	0.35	-5552966.48
Entrada de agua al termotanque primario	0	35.68	195	100	0.10	-1582114.66

**Tabla 32***Resultados de las corrientes del circuito hidráulico asociado al termotanque secundario y la línea de consumo*

Corriente	Fracción de vapor	Temperatura [°C]	Presión [KPa]	Caudal másico $\left[\frac{kg}{h}\right]$	Flujo volumétrico $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	Flujo de Calor $\left[\frac{KJ}{h}\right]$
Salida de agua del termotanque primario	0	31	195	450	0.45	-7128302.19
Agua de recirculación	0	31	195	450	0.45	-718302.197
Agua de entrada al termotanque secundario	0	35.68	195	350	0.35	-5537401.32
Salida de agua del termotanque secundario	0	43.08	195	350	0.35	-5526601.32

**Tabla 33***Resultado de la corriente de agua de consumo*

Corriente	Fracción de vapor	Temperatura [°C]	Presión [KPa]	Caudal másico $\left[\frac{kg}{h}\right]$	Flujo volumétrico $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	Flujo de Calor $\left[\frac{KJ}{h}\right]$
Agua de consumo	0	43.08	195	350	0.35	-5526601.32

*Nota:* Se presentan los datos iniciales del sistema de recirculación, indicando que la temperatura del agua de consumo luego de varias pasadas hasta que el sistema se estabiliza es de 43.08 °C.

**Tabla 34***Distribución del flujo de energía en los equipos principales del sistema HVAC*

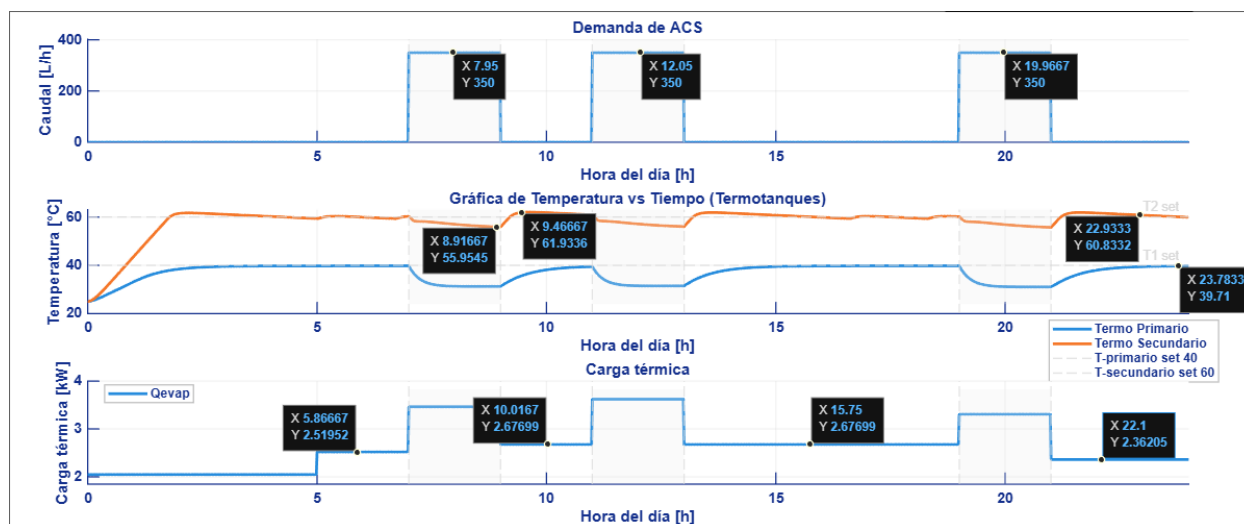
Equipos	Compresor	Condensador	Evaporador#1	Evaporador#2
Flujo de energía $\left[\frac{KJ}{h}\right]$	13940.64	48720.19	13625.25	13224.51

*Nota:* El mayor flujo de energía del HVAC se concentró en el condensador (41725.29), seguido por el compresor (13940.64); los evaporadores #1 y #2 presentaron valores cercanos entre sí (13625.25 y 13224.51).



Figura 47

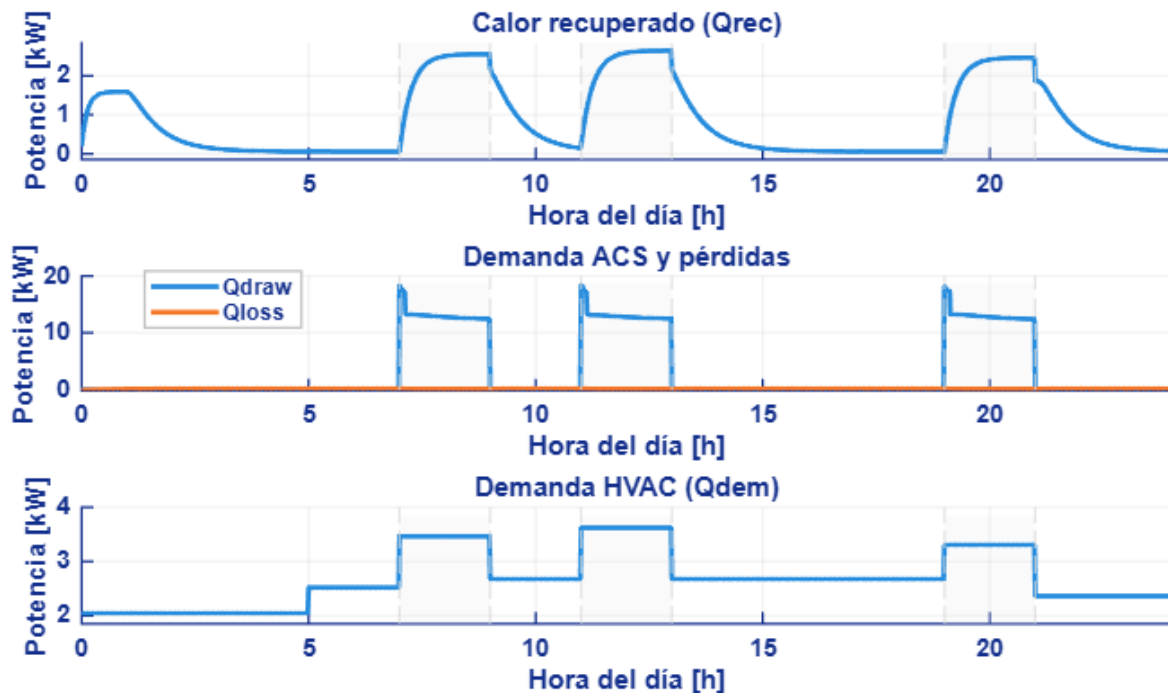
Gráfica de variación de temperatura en los termotanques



En la Figura 47 se observa que la demanda de ACS se concentró en tres eventos principales de extracción, con caudales cercanos a 350 L/h, mientras que el resto del día se mantuvo en nulo consumo. Durante cada evento de consumo, la temperatura del termotanque primario disminuyó de manera más pronunciada que la del secundario, debido a la entrada de agua de reposición a menor temperatura y a la mezcla dentro del volumen almacenado. Al finalizar cada extracción, el primario recuperó su temperatura de forma progresiva y tendió hacia el setpoint de 40 °C desde valores inferiores, lo que evidenció el efecto de recuperación por recirculación y la inercia térmica del sistema. En contraste, el termotanque secundario se mantuvo cercano al setpoint de 60 °C en la mayor parte del día y solo presentó caídas leves durante los picos, recuperándose con rapidez. En el mismo intervalo, la carga térmica del HVAC mostró escalones de operación, alcanzando valores del orden de 3.6 kW alrededor del mediodía, lo que incrementó el potencial de recuperación de calor y favoreció la estabilización del sistema entre eventos.

Figura 48

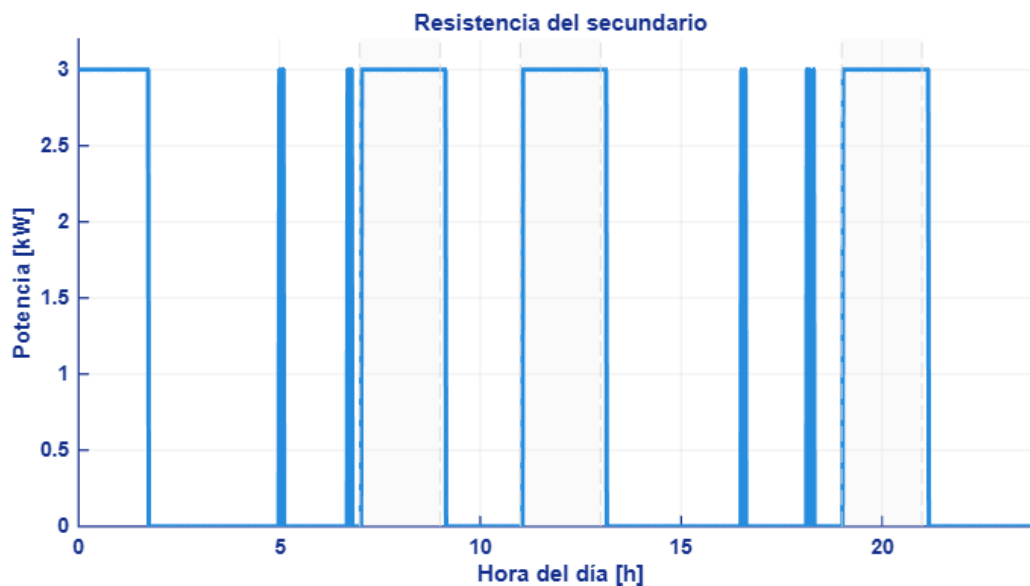
Gráfica de Balance de Calores en el sistema integrado



La Figura 48 permitió interpretar el comportamiento térmico mediante la comparación directa entre calor recuperado, demanda de ACS y demanda del HVAC. Se observó que el calor recuperado ( $Q_{rec}$ ) aumentó cuando la demanda del HVAC se elevó por escalones, alcanzando máximos cercanos a 2.0 a 2.3 kW, y luego decayó gradualmente hacia un nivel bajo cuando la carga disminuyó o cuando se redujo el gradiente térmico disponible. Por otra parte, la potencia asociada a la demanda de ACS ( $Q_{draw}$ ) presentó picos altos y concentrados durante los eventos de extracción, muy superiores a las pérdidas térmicas ( $Q_{loss}$ ), las cuales se mantuvieron prácticamente constantes y de menor magnitud. Esta relación explicó que las caídas de temperatura en los termostatos se hayan producido principalmente durante los picos de ACS, mientras que en los periodos de nulo consumo el sistema quedó dominado por el balance entre el calor recuperado y las pérdidas.

**Figura 49**

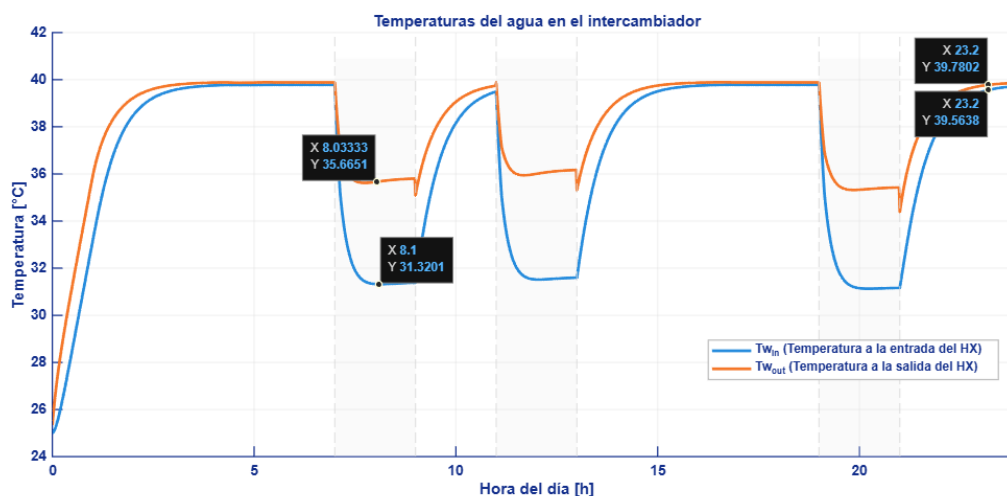
*Gráficas de potencia eléctrica del sistema integrado*



En la Figura 49 se evidenció la operación de la resistencia eléctrica del termostato secundario bajo una lógica ON/OFF con potencia cercana a 3 kW. La señal mostró intervalos prolongados de encendido cuando la temperatura del secundario requirió recuperación, y periodos de apagado cuando el sistema alcanzó o se aproximó al setpoint. También se observaron activaciones puntuales y de corta duración, asociadas a correcciones rápidas ante desviaciones pequeñas de temperatura. Este patrón resultó coherente con la necesidad de mantener el secundario estable alrededor de 60 °C pese a las extracciones de ACS, evitando un control continuo y limitando el consumo eléctrico a los periodos en los que realmente fue necesario compensar la energía retirada o las pérdidas.

**Figura 50**

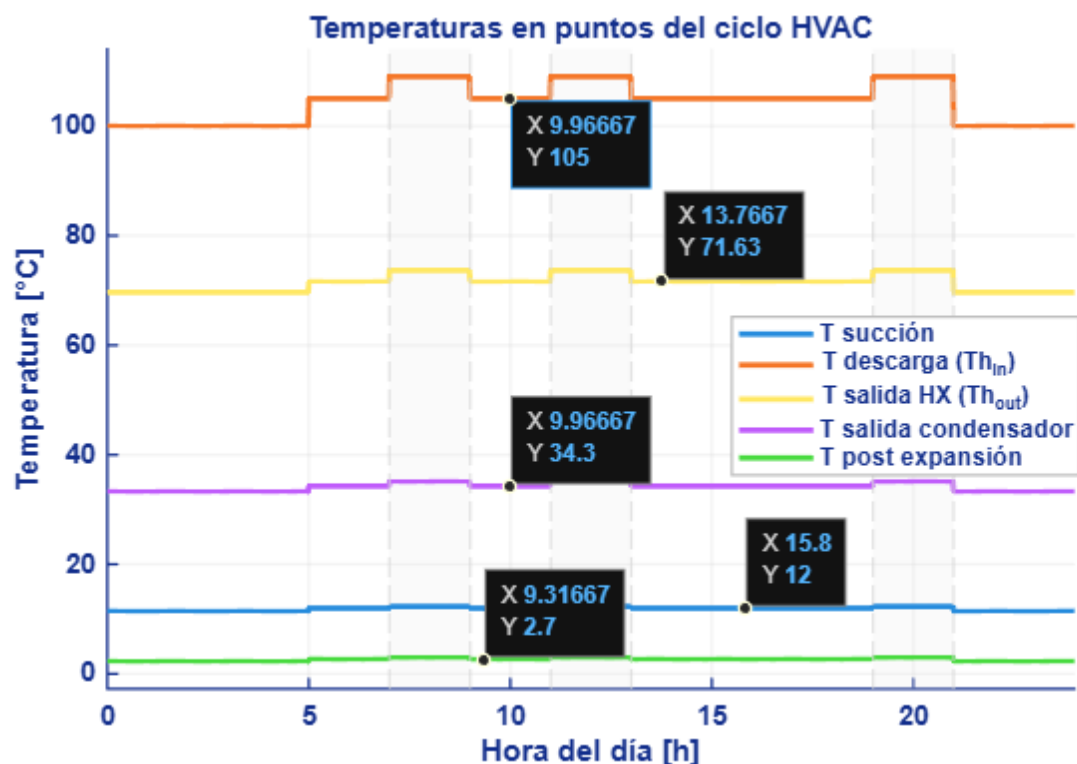
*Gráficas de Temperatura del agua en el intercambiador*



La Figura 50 muestra el comportamiento de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador, lo cual reflejó directamente el estado térmico del circuito de recirculación. Durante el arranque, ambas temperaturas aumentaron desde valores cercanos a 25 °C hasta aproximarse a 40 °C, lo que indicó el calentamiento progresivo del circuito. En los eventos de consumo, la temperatura de entrada al intercambiador ( $T_{w/in}$ ) presentó caídas marcadas hasta valores cercanos a 31 a 32 °C, mientras que la temperatura de salida ( $T_{w/out}$ ) también disminuyó, pero se mantuvo por encima de  $T_{w/in}$ , típicamente alrededor de 35 a 36 °C. Esta diferencia confirmó la transferencia de calor desde el refrigerante hacia el agua aun durante los picos. Luego de cada evento, ambas temperaturas recuperaron su nivel de operación de forma gradual hasta retornar al entorno de 39 a 40 °C, lo que fue consistente con una recuperación no instantánea y con múltiples pasadas de recirculación. Además, en los tramos sin consumo, la separación entre  $T_{w/in}$  y  $T_{w/out}$  se redujo, lo que indicó un menor gradiente térmico y una condición cercana al equilibrio del intercambio.

Figura 51

Gráficas de Temperatura de salida en los distintos puntos del circuito HVAC



En la Figura 51 se observa que las temperaturas del ciclo HVAC variaron principalmente por cambios escalonados de la carga térmica. La temperatura de descarga ( $T_{h/in}$ ) aumentó en los periodos de mayor demanda, pasando de un nivel cercano a 100 °C a valores superiores de hasta 109 °C, lo que incrementó el potencial térmico disponible para recuperación. La temperatura a la salida del intercambiador ( $T_{h/out}$ ) se mantuvo sistemáticamente por debajo de la descarga, alrededor de 70 a 75 °C, lo que evidenció la función del intercambiador como etapa de desrecalentamiento del refrigerante, es decir, extracción de calor sensible antes de su retorno al circuito. La temperatura a la salida del condensador presentó variaciones moderadas, ubicándose en el rango aproximado de 34 a 36 °C, coherentes con los cambios de carga y con el rechazo de calor en el condensador. En contraste, la temperatura de succión se mantuvo prácticamente constante y cercana a 12 °C, y la temperatura posterior a la expansión se sostuvo alrededor de valores próximos a 2.7 °C, lo que indicó que las condiciones del lado de baja permanecieron relativamente estables frente a los escalones considerados. En conjunto, estas tendencias

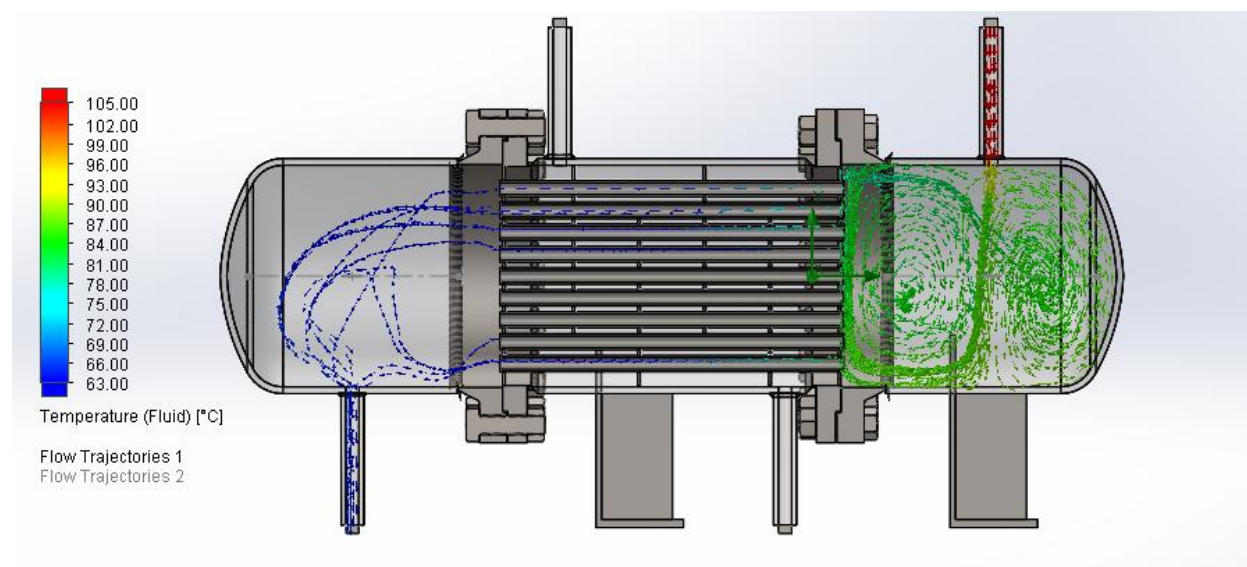
confirmaron que los incrementos de carga del HVAC elevaron la descarga y, por extensión, elevaron la disponibilidad de calor recuperable, mientras que el intercambiador redujo ese nivel térmico sin alterar de forma significativa el comportamiento del lado de baja.

### 3.6 Simulación en SolidWorks del Intercambiador

Con el objetivo de verificar, de forma cualitativa, la coherencia del diseño optimizado desde el punto de vista termo – hidráulico. Se evaluaron los campos de temperatura y velocidad de ambos fluidos, identificando gradientes térmicos, zonas de recirculación, niveles de mezcla y posibles regiones de estancamiento. Los resultados permitieron comprobar que el patrón de flujo dentro de los cabezales y la zona de intercambio favoreció la transferencia de calor y mantuvo un comportamiento consistente con los parámetros definidos y resultados obtenidos en las anteriores simulaciones.

**Figura 52**

*Perfil de distribución de temperaturas para el refrigerante R410A*

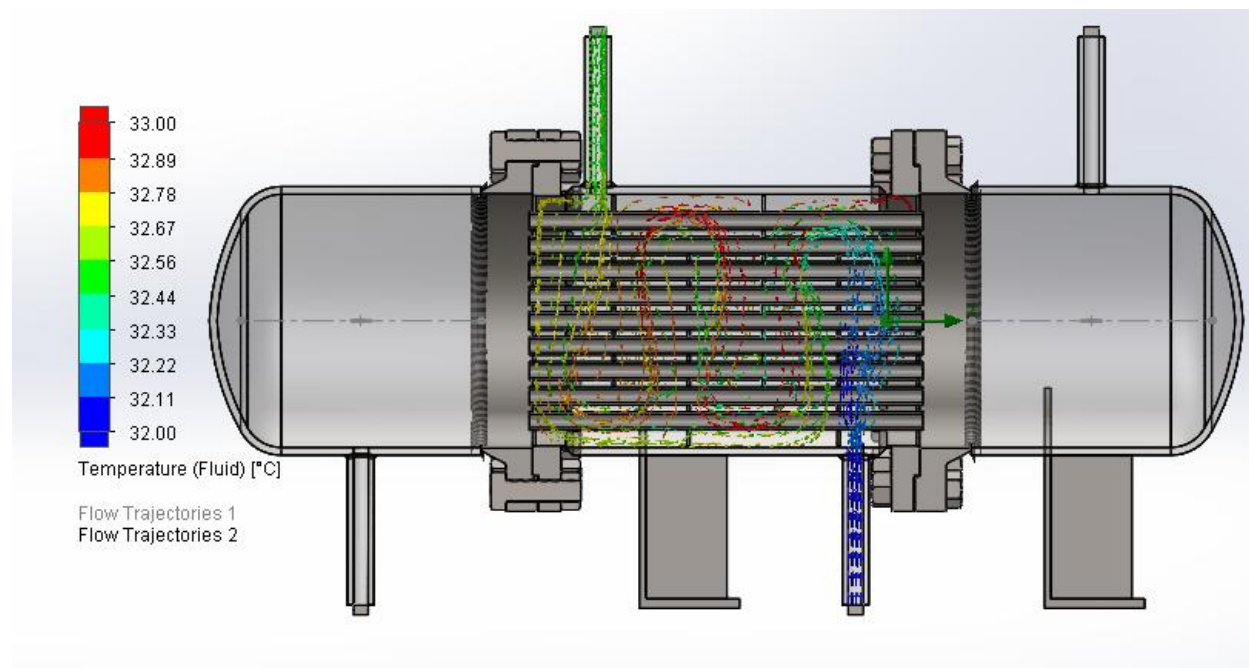


En el perfil de distribución de temperaturas del R410A se observa un gradiente térmico marcado entre la entrada y la salida del lado tubos. La escala indica valores aproximados entre 63 °C y 105 °C, donde la zona de ingreso del refrigerante se mantuvo cercana a los valores de 100 –105 °C y la zona de descarga valores próximos a 63–70 °C. Este descenso de temperatura a lo largo del haz tubular evidencia la cesión de calor hacia el agua en la coraza y confirma que el

intercambio térmico se concentra principalmente en la región central del equipo, donde se localiza la mayor longitud efectiva de tubos.

**Figura 53**

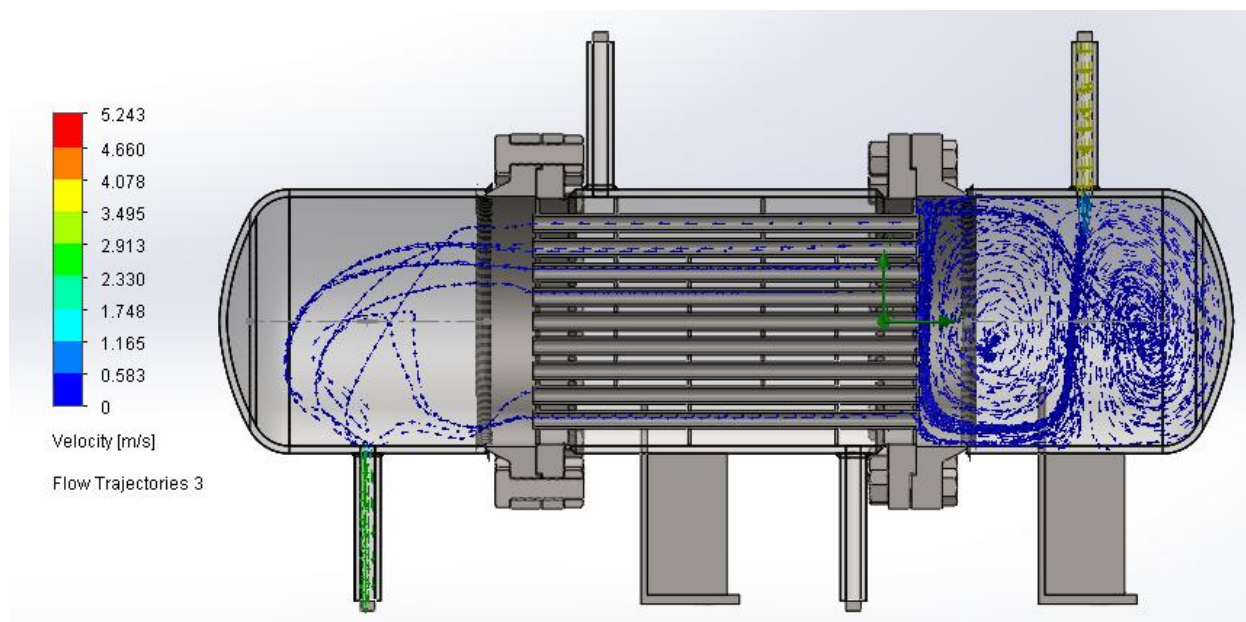
*Perfil de distribución de temperatura para el agua*



En el perfil de temperaturas del agua se aprecia un incremento térmico moderado, acorde con un caudal moderado y un proceso de recuperación de calor con aumento controlado de temperatura. La escala mostró un rango estrecho entre 32.0 °C y 33.0 °C, observándose el ingreso del agua cerca de 32.0 C y su salida alrededor de 32.8 – 33.0 °C. Esta variación del orden de 0.8 – 1.0 °C fue consistente con un intercambio estable, sin sobrecalentamientos localizados, y sugiere una distribución relativamente uniforme del flujo en la zona de la coraza.

**Figura 54**

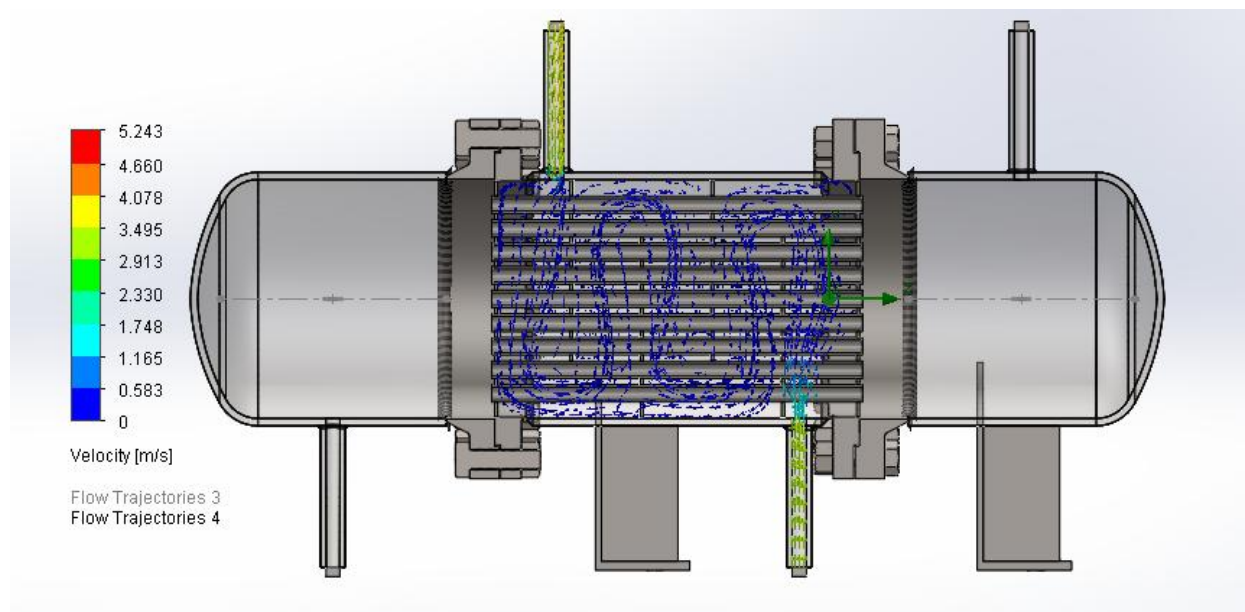
*Perfil de distribución de velocidades para el R410A*



El perfil de velocidades del R410A presentó valores entre 0 y 5.243 m/s. Se identificaron las mayores velocidades en las boquillas de entrada y salida, con picos cercanos a 4.1 – 5.2 m/s debido a la reducción de área en estas secciones. En cambio, dentro de los cabezales y a lo largo del haz tubular predominaron velocidades bajas, principalmente por debajo de 1.7 m/s, con trayectorias de recirculación visibles en las cámaras de distribución. Este patrón fue esperable en intercambiadores de tubo y coraza, y respalda que el fluido se repartió hacia el conjunto de tubos antes de establecer un régimen más uniforme durante el recorrido.

**Figura 55**

*Perfil de distribución de velocidades para el agua*



En el caso del agua, la escala de velocidades también se encontró entre 0 y 5.243 m/s, con máximos concentrados en las boquillas de aproximadamente 2.3 – 4.1 m/s. En la región de intercambio, el flujo presentó valores predominantemente bajos a moderados, típicamente en el rango de 0.6 – 1.7 m/s, con trayectorias curvas y recirculaciones asociadas al paso a través del haz tubular. Este comportamiento indica que existe mezcla dentro de la coraza y que el flujo no se limita a un canal preferencial único, lo cual favorece la convección.

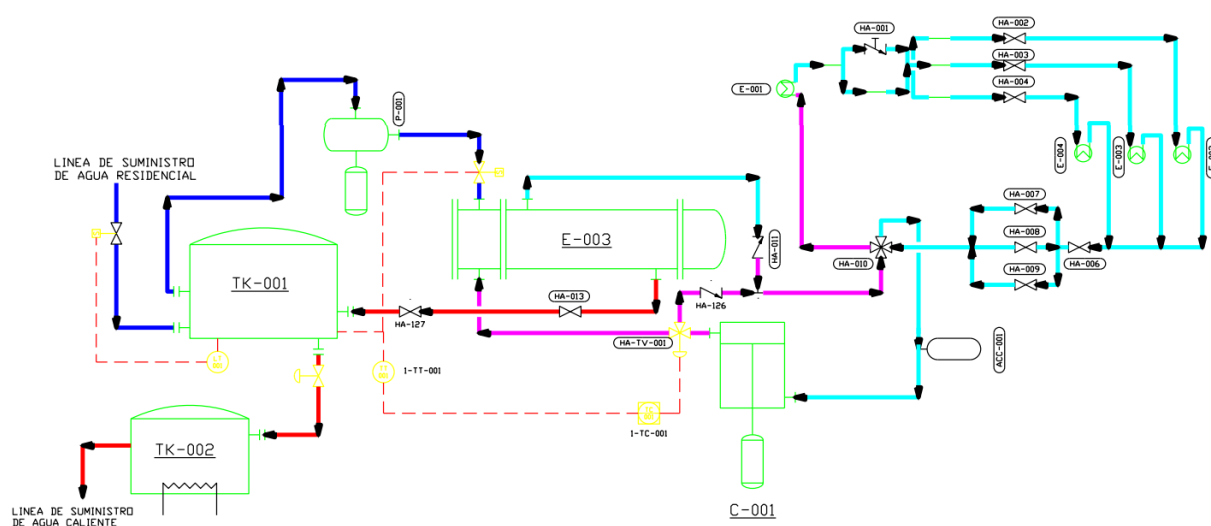
### 3.7 Diagrama PI&D final

El diagrama PI&D se estructuró en tres secciones, con sus componentes identificados como se muestra en la Figura 20 de la Sección 2.1. La primera corresponde al sistema de recirculación de agua, integrado por dos termotanques, una bomba de recirculación, tuberías de transporte y válvulas de regulación para controlar el caudal y la operación del circuito. La segunda sección describe el sistema de interconexión, cuyo elemento principal es el intercambiador de calor de tubo y coraza, conectado a las líneas de succión y descarga de los circuitos de agua y refrigerante, respectivamente. La tercera sección se denomina derivación de refrigerante y se basa en una válvula de 3 vías accionada electrónicamente, la cual habilita el

paso del refrigerante hacia el intercambiador cuando se requiere su funcionamiento; una vez transferido el calor necesario al proceso, el refrigerante retorna a la línea del sistema HVAC. Adicionalmente, se incorporaron válvulas antirretornos para evitar flujos no deseados hacia zonas que no deben ser alimentadas. El diagrama PI&D final a detalle puede revisarse en el Apéndice E.

**Figura 56**

*Diagrama PI&D final del sistema integrado*



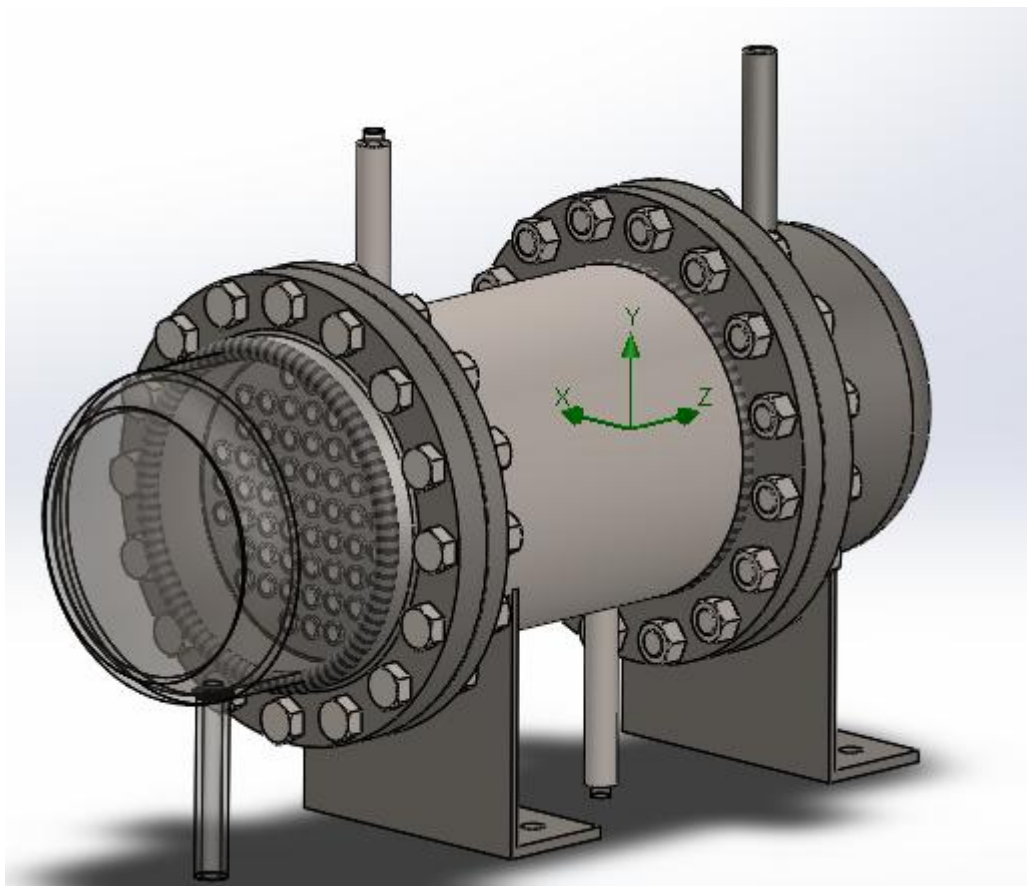
*Nota.* La figura muestra el diagrama P&ID final del sistema integrado con las rutas del refrigerante y del agua sanitaria y los equipos principales

### 3.8 Planos de Construcción del Intercambiador

En esta sección se presentaron los planos constructivos desarrollados a partir de la geometría optimizada del intercambiador. Estos planos establecieron las dimensiones principales del equipo, la disposición interna de los componentes y la ubicación de boquillas y soportes, con el propósito de servir como guía para el proceso de fabricación y asegurar coherencia entre el diseño térmico y el ensamblaje mecánico. Los planos completos se incluyen en el Apéndice D.

**Figura 57**

*Vista en 3D del Intercambiador de Calor*



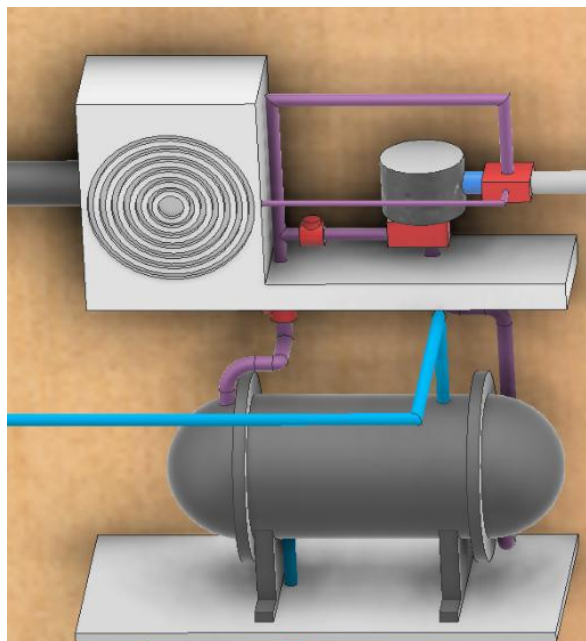
*Nota.* La figura presenta la vista en 3D del intercambiador de calor tipo tubo y coraza, donde se visualizan la coraza, los cabezales bridados y el arreglo del haz tubular, así como la disposición general de boquillas y soportes para su montaje.

### **3.9 Esquemático 3D del sistema localizado en una vivienda**

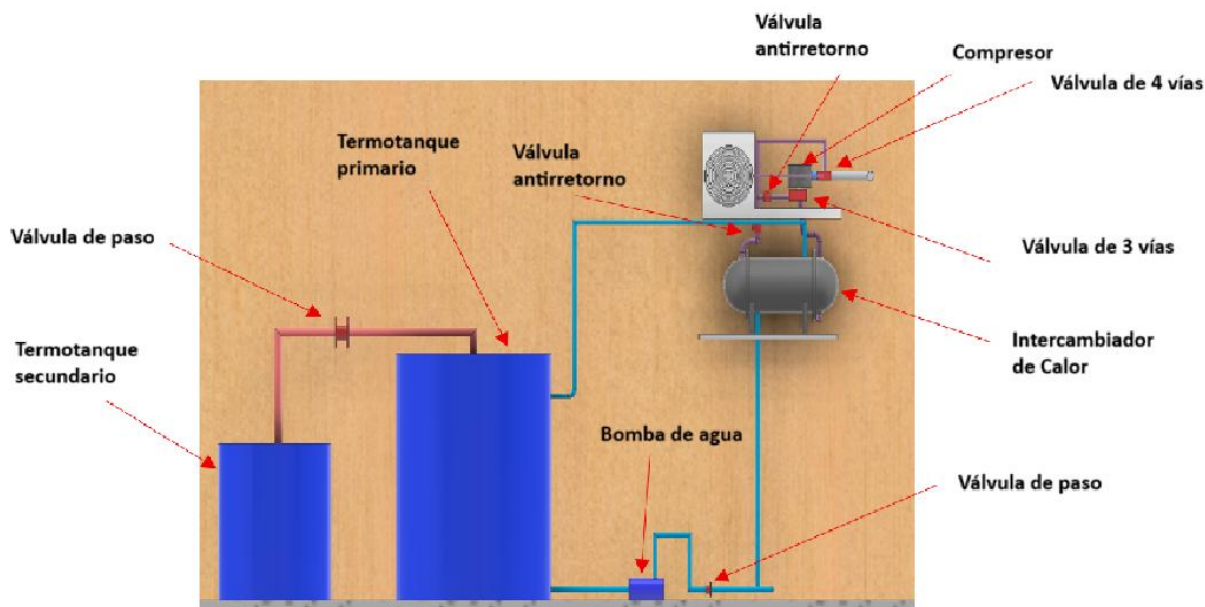
En esta sección se desarrolla el modelado geométrico de la instalación completa para verificar la integración entre el sistema HVAC, el sistema de derivación de refrigerante, el intercambiador y el circuito hidráulico de recirculación con ambos termotanques. Este modelo permitió revisar la ruta de tuberías, la ubicación de válvulas y el montaje general antes de la implementación física.

**Figura 58**

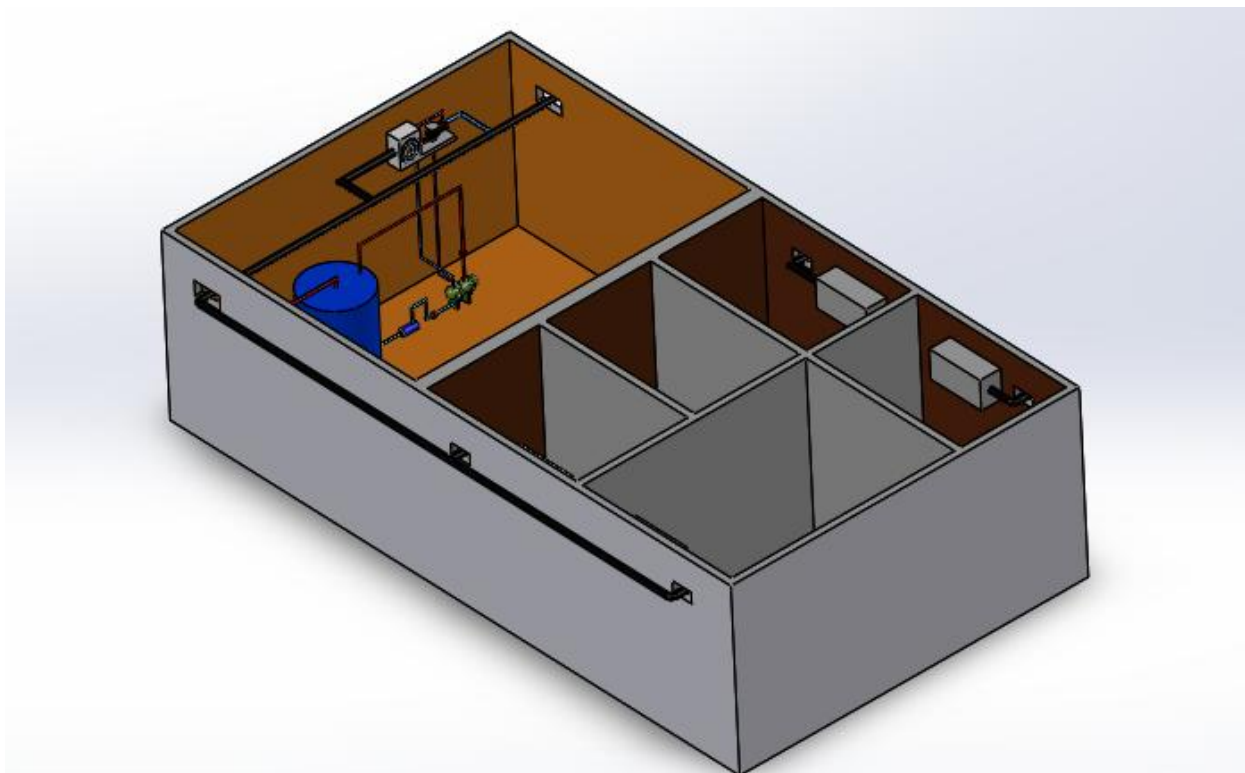
*Representación 3D de la conexión del sistema de derivación de refrigerante con el intercambiador*



Se presenta el montaje del intercambiador de calor y las tuberías que van al sistema HVAC, las tuberías azules representan las conexiones a agua y las tuberías moradas al aire acondicionado. Las cajas rojas representan las válvulas de 3 vías, las válvulas de 4 vías y las válvulas de paso del sistema.

**Figura 59***Vista en 2D del sistema integrado*

En la figura 59 se presenta en un esquema 2D la conexión funcional entre los termostanques, la bomba de recirculación y el intercambiador de calor. Esta vista se utilizó para confirmar la continuidad del circuito hidráulico y la dirección de flujo prevista hacia y desde el intercambiador, como base para la implementación del arreglo final.

**Figura 60***Vista en 3D de la instalación*

A partir de la figura 60 se observa la disposición tridimensional del sistema integrado en conjunto, incluyendo el posicionamiento relativo de los equipos y el tendido de conexiones. Esta vista sirvió para estimar requerimientos de espacio y anticipar interferencias geométricas antes de la construcción.

### 3.10 Análisis de Costos

**Tabla 36**

*Tabla de Costos para implementación del sistema*

Elementos del sistema de recirculación	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Termo tanque 100 L	1	\$875,92	\$875,92
Termo tanque 50 L	1	\$666,51	\$666,51
BOMBA 1/2 HP PEDROLLO PKM60-MD 1"X1" 110V	1	\$74.42	\$74.42
Tubo PVC Roscable 3/4" - 6 metros - presión 420 psi	1	\$11.44	\$11.44
Tubo PVC Roscable 1/2" - 6 metros - presión 420 psi	1	\$7.84	\$7.84
Cinta sella roscas de teflón Truper, 3/4" x 13 metros, uso general para prevenir fugas y sellar conexiones - TRUPER	2	\$0.59	\$1.18
Adaptador Hembra 1/2 PVC Dura - DURA	5	\$0.53	\$2.65
Adaptador Hembra 3/4 PVC Dura - DURA	5	\$0.68	\$3.40
Codo roscable hembra de 1/2 pulgada en 90 grados - PLASTIGAMA	20	\$0.42	\$8.40
Codo roscable hembra de 3/4 pulgada en 90 grados - PLASTIGAMA	20	\$0.69	\$13.80
Neplo reductor 3/4" x 1/2" plástico	20	\$0.31	\$6.20
Neplo reductor 1" x 3/4" plástico	20	\$0,45	\$ 9.00
Válvula compacta roscada de 1"	3	\$1.91	\$ 5.73
Válvula eléctrica (electroválvula) roscas hembra 1" - 24 VAC	2	\$35.50	\$71.00
Montaje de Intercambiador de Calor y Línea de Recirculación	1	\$200	\$200
<b>SUBTOTAL</b>			<b>\$1957.49</b>

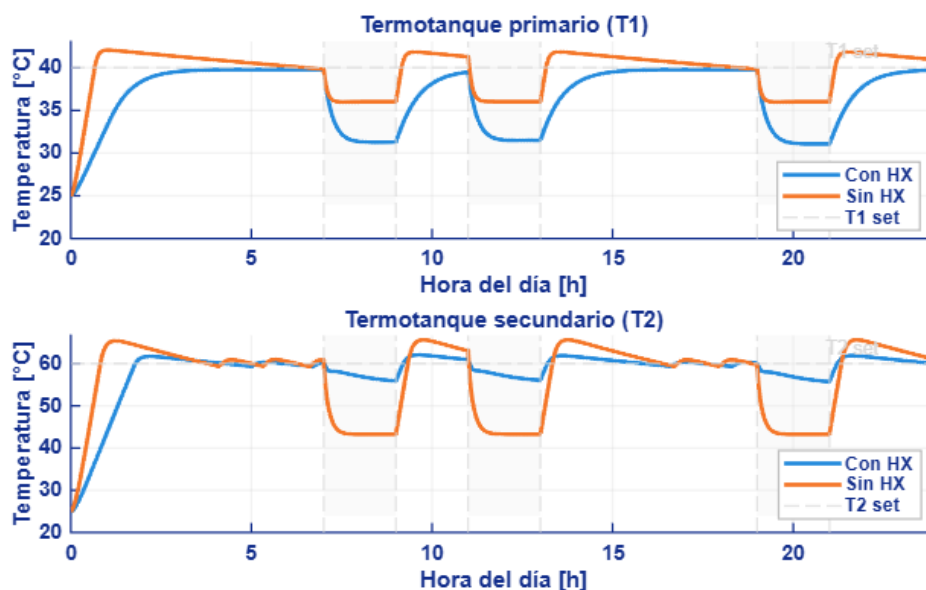
Sistema Derivación Refrigerante	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Válvula 3 vías	1	\$80.00	\$80.00
Válvula check marca Plasson, rosca macho 1"	2	\$22.50	\$ 45.00
<b>SUBTOTAL</b>			\$125.00
Intercambiador de Calor	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Tubo acero Inoxidable 304L 3/4 “– 6m	3	\$52.28	\$156.85
Tubo acero Inoxidable 304L 10 “– 0.40 m	1	\$124.59	\$124.59
Plancha de acero Inoxidable 304L 12 x 12 in x 1/2 in	5	\$11.98	\$59.90
Perno C/Allen métrico M10X40 2U. - DISMAC	40	\$2.30	\$92.00
Servicio de fabricación del Intercambiador	1	\$829.15	\$829.15
<b>SUBTOTAL</b>			\$1262.49
<b>TOTAL</b>			\$3344.98

### 3.11 Análisis Comparativo del Diseño

Se realizó un análisis comparativo entre dos configuraciones de producción de agua caliente sanitaria para una vivienda, bajo las mismas condiciones. La primera configuración correspondió al sistema integrado con intercambiador de calor, donde el calor recuperado desde la descarga del compresor se transfirió al circuito hidráulico para precalentar el agua del termotanque primario. La segunda configuración correspondió a un sistema convencional sin intercambiador, compuesto por dos termotanques en serie, en el cual el calentamiento del agua se efectuó únicamente mediante resistencias eléctricas, asignando 4.5 kW al termotanque primario y 3 kW al termotanque secundario.

**Figura 61**

*Gráficas de Temperatura de los Termotanques para ambas configuraciones*

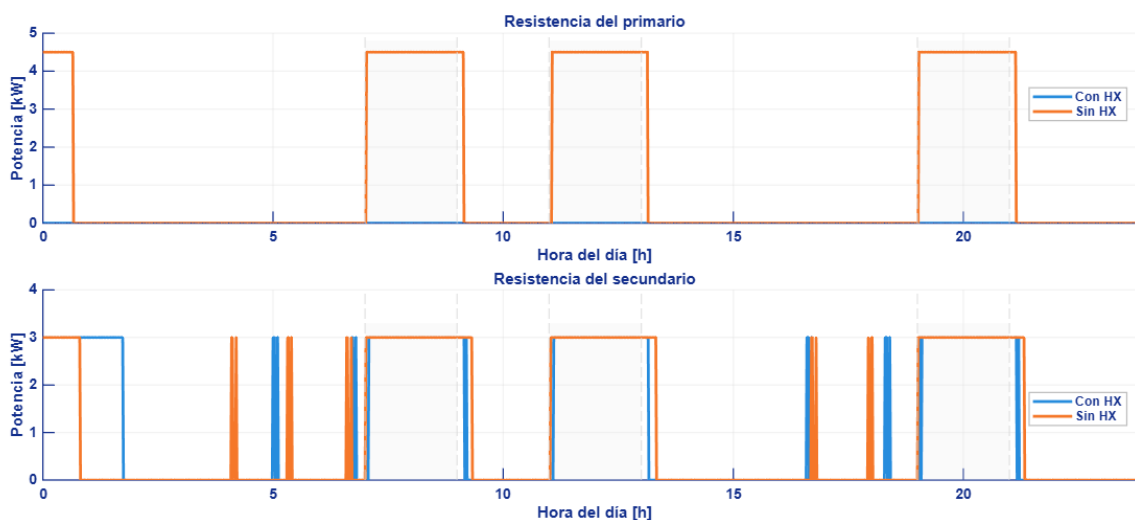


En base a la figura 61, las curvas de temperatura evidenciaron que, con la presencia del intercambiador, el termotanque primario operó cercano a su setpoint y mostró recuperaciones más rápidas luego de los periodos de consumo elevado, debido al aporte adicional de calor recuperado. En el termotanque secundario, la temperatura se mantuvo más estable y con caídas menos pronunciadas durante los picos y con una recuperación más corta, lo que indicó que el sistema integrado redujo la severidad del enfriamiento asociado a la reposición de agua de red y mejoró la continuidad de servicio.

Por el contrario, en la configuración sin intercambiador, el comportamiento térmico mostró una mayor dependencia del calentamiento eléctrico. En particular, el termotanque secundario presentó descensos más marcados durante los periodos de mayor demanda y requirió intervalos de recuperación más largos, lo cual fue consistente con la ausencia de una fuente de calor recuperado. Además, el termotanque primario presentó variaciones más amplias asociadas a los ciclos de encendido y apagado de su resistencia, reflejando un mayor esfuerzo del sistema para compensar la energía extraída por consumo sin el apoyo del intercambiador.

**Figura 62**

*Gráficas de Potencia Eléctrica para ambas configuraciones*



Desde el punto de vista energético, la comparación de las curvas de potencia de las resistencias presentado en la figura 62, evidenció diferencias claras entre ambas configuraciones. En el escenario con intercambiador, la resistencia del termotanque primario permaneció prácticamente inactiva durante la jornada, lo que sugirió que el precalentamiento por recuperación de calor fue suficiente para sostener su nivel térmico operativo. En el mismo escenario, la resistencia del termotanque secundario operó como elemento de respaldo, con un tiempo total de encendido reducido para mantener la temperatura de servicio. En cambio, en el escenario sin intercambiador, la resistencia de 4.5 kW del termotanque primario presentó periodos prolongados de encendido, mientras que la resistencia de 3 kW del termotanque secundario incrementó notablemente su tiempo de operación, lo que evidenció que ambas resistencias debieron suplir la totalidad de la energía térmica requerida para el calentamiento del agua.

**Tabla 37***Tabla comparativa de costos*

Sistema calentador			
Sin intercambiador		Con intercambiador	
Tiempo de consumo (horas)	13	Tiempo de consumo(horas)	13
Potencia de termo tanque primario (kW)	4.50	Potencia Termo tanque secundario (kW)	3
Potencia de termo tanque secundario (kW)	3	Kilovatios - hora mensuales (KWh)	1170
Kilovatios hora mensual primario (kWh)	1755.00	Costo Mensual	\$ 105.30
Kilovatios hora mensual secundario (KWh)	1170.00	Costo Anual	\$ 1.263.60
Kilovatios hora mensual total (KWh)	2925.00	Beneficio Anual	\$ 1.895.40
Costo mensual (\$)	\$ 263.25		
Costo anual (\$)	\$ 3.159.00		

La Tabla 37 evidencia que, para un mismo tiempo de operación de 13 horas, el sistema sin intercambiador requiere el aporte completo de las resistencias eléctricas de ambos termotanques. Esto eleva el consumo mensual a 2925 kWh, con un costo estimado de 263.25 USD al mes y 3159.00 USD al año.

En cambio, al implementar el sistema integrado con intercambiador, la demanda eléctrica se reduce porque una fracción importante del calentamiento se cubre con el calor recuperado. Bajo esta condición, el consumo mensual baja a 1170 kWh y el costo disminuye a 105.30 USD

al mes, equivalente a 1263.60 USD al año, considerando la misma tarifa implícita de 0.09 USD/kWh.

Como resultado, el ahorro económico alcanza 157.95 USD mensuales y 1895.40 USD anuales. En términos relativos, esto representa una reducción del 60% tanto en energía consumida como en costo de operación, lo que respalda que el intercambiador mejora la eficiencia del sistema y reduce el tiempo efectivo de encendido de las resistencias, especialmente durante los periodos de consumo pico.

## **Capítulo 4**

## 4. Conclusiones y recomendaciones

### 4.1 Conclusiones

El desarrollo del sistema integrado HVAC con recuperación de calor para ACS permitió cumplir los objetivos establecidos, considerando tanto los criterios de diseño térmico e hidráulico como los aspectos de integración y operación del conjunto. A partir de la metodología aplicada y de la validación mediante simulaciones en régimen estable y dinámico, se obtuvieron los siguientes resultados y se formulan las conclusiones principales que se presentan a continuación.

- Se seleccionaron los elementos principales para la integración HVAC y ACS con base en requerimientos de operación y disponibilidad comercial. La arquitectura planteada permitió definir un esquema funcional con componentes de control y calentamiento compatibles con un entorno residencial, manteniendo setpoint de servicio coherentes para operación continua.
- A partir del modelamiento del funcionamiento de los elementos que conforman el sistema integrado se verificó que la integración propuesta mantiene una operación estable frente a variaciones de demanda y define una disposición mecánica viable para el montaje y el posicionamiento de los equipos.
- Se desarrolló el diseño del intercambiador de calor como elemento central para el aprovechamiento energético entre el sistema HVAC y el circuito de ACS. La integración del intercambiador permitió transferir parte del calor disponible del ciclo de refrigeración hacia el agua sanitaria, disminuyendo el requerimiento de aporte eléctrico directo mejorando el balance energético del sistema.
- Se analizó el consumo energético y económico comparando el sistema convencional sin intercambiador con el sistema integrado. Este análisis evidenció que la incorporación del intercambiador reduce la dependencia del calentamiento eléctrico

directo en los termotanques, lo que se reflejó en un menor consumo energético y en una disminución del costo de operación.

## 4.2 Recomendaciones

Tras culminar lo planificado en la propuesta, se recomiendan las siguientes acciones para fortalecer el trabajo y ampliar su validación:

- Realizar una validación experimental del sistema a escala (o piloto) para contrastar temperaturas, caudales, caídas de presión y consumo eléctrico frente a los resultados de simulación, incluyendo instrumentación mínima de presión y temperatura en entradas y salidas del intercambiador y termotanques.
- Ajustar y documentar una estrategia de control más robusta para el respaldo eléctrico del termotanque secundario, incorporando histéresis, prioridades de operación y lógica dependiente del nivel de demanda, con el fin de reducir ciclos de encendido/apagado y mejorar la estabilidad térmica.
- Evaluar perfiles alternativos de demanda de ACS y variaciones estacionales. de manera que el análisis energético-económico refleje más de un escenario operativo y permita estimar sensibilidad del ahorro anual.
- Incluir en trabajos futuros el efecto de incrustaciones y envejecimiento térmico del intercambiador, con una actualización de factores de ensuciamiento y un plan de mantenimiento, para estimar la degradación del desempeño y su impacto en ahorro y control térmico.

## Referencias

- [1] ARCONEL, *Estadística Anual y Multianual del Sector Eléctrico Ecuatoriano 2023*, Ministerio de Energía y Minas del Ecuador, Quito, 2024, pp. 156–161.
- [2] Ministerio de Energía y Minas del Ecuador, *Plan Maestro de Electricidad 2022–2031*, Quito, 2023.
- [3] ASHRAE, *HVAC Systems and Equipment Handbook*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2022.
- [4] J. Torres-Quezada et al., “Operational and embodied energy of residential buildings in the Andean region between 1980 and 2020,” *Energy & Buildings*, vol. 325, Art. no. 114982, 2024, doi: 10.1016/j.enbuild.2024.114982.
- [5] S. Wiriyasart and S. Kaewluan, “Waste heat recovery of air conditioning on thermal efficiency enhancement of water heater,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 47, Art. no. 102296, Jan. 2024, doi: 10.1016/j.tsep.2023.102296.
- [6] Y. A. Çengel and A. J. Ghajar, *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*, 6th ed., McGraw-Hill Education, New York, 2020.
- [7] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed., John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 2011.
- [8] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 9th ed., McGraw-Hill Education, New York, 2019.
- [9] U.S. Department of Energy, “Hot Showers, Fresh Laundry, Clean Dishes,” Mar. 5, 2013. [Online]. Available: <https://www.energy.gov/eere/buildings/articles/hot-showers-fresh-laundry-clean-dishes>. [Accessed: Jan. 10, 2026].
- [10] Tuandco, “Cómo funciona un termo eléctrico,” Tuandco (blog), n.d. [Online]. Available: <https://www.tuandco.com/aprendeymejora/como-funciona-un-termo-electrico/>. [Accessed: Jan. 10, 2026].

- [11] V. Romero, “Cuánto tiempo puede durar un termotanque a gas antes de fallar,” Instituto Ideas, Jan. 23, 2025. [Online]. Available: <https://institutoideas.com.ar/cuanto-tiempo-puede-durar-un-termotanque-a-gas-antes-de-fallar/>. [Accessed: Jan. 10, 2026].
- [12] Esmihobby, “Como realizar mantenimiento a calentadores solares,” Esmijovi, Mar. 2023. [Online]. Available: <https://esmiyovi.com/como-realizar-mantenimiento-a-calentadores-solares/>. [Accessed: Jan. 10, 2026].
- [13] T. Kuppan, *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd ed., CRC Press, Boca Raton, FL, 2013.
- [14] J. P. Holman, *Heat Transfer*, 10th ed. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 2010.
- [15] R. W. Serth, *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. Burlington, MA, USA: Academic Press, 2007.
- [16] P. A. Cuevas Alvarez, “El condensador del aire acondicionado,” Temas de Refrigeración y Aire Acondicionado, Dec. 2012. [Online]. Available: <https://temasderefrigeracionyaireacondic.blogspot.com/2012/12/el-condesador-del-aire-acondicionado.html>. [Accessed: Jan. 10, 2026].
- [17] P. Espiñeira, “¿Qué es un evaporador de aire acondicionado?,” Caloryfrio.com, Aug. 20, 2021. [Online]. Available: <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-acondicionado-domestico/que-es-un-evaporador-de-aire-acondicionado.html>. [Accessed: Jan. 10, 2026].
- [18] LG Electronics, “Therma V R410A IWT Installation Manual,” LG Electronics, 2022.
- [19] Mitsubishi Electric, “Ecodan PUZ-WZ Technical Catalogue,” Mitsubishi Electric, 2023.
- [20] Daikin, “Daikin Altherma 3 Product Catalogue,” doc. ECPEN18-786B, 2018.

## Apéndice A

**Tabla 38**

*Tabla de la ASHRAE para tasas metabólicas para distintas actividades*

**TABLE 16-1**

Metabolic rates during various activities (from ASHRAE Handbook of Fundamentals, Chap. 8, Table 4)

Activity	Metabolic rate*, W/m <sup>2</sup>
Resting:	
Sleeping	40
Reclining	45
Seated, quiet	60
Standing, relaxed	70
Walking (on the level):	
2 mph (0.89 m/s)	115
3 mph (1.34 m/s)	150
4 mph (1.79 m/s)	220
Office Activities:	
Reading, seated	55
Writing	60
Typing	65
Filing, seated	70
Filing, standing	80
Walking about	100
Lifting/packing	120
Driving/Flying:	
Car	60-115
Aircraft, routine	70
Heavy vehicle	185
Miscellaneous Occupational Activities:	
Cooking	95-115
Cleaning house	115-140
Machine work:	
Light	115-140
Heavy	235
Handling 50-kg bags	235
Pick and shovel work	235-280
Miscellaneous Leisure Activities:	
Dancing, social	140-255
Calisthenics/exercise	175-235
Tennis, singles	210-270
Basketball	290-440
Wrestling, competitive	410-505

\*Multiply by 1.8 m<sup>2</sup> to obtain metabolic rates for an average man. Multiply by 0.3171 to convert to Btu/h · ft<sup>2</sup>.

Tabla 39

Valores de ganancias térmica para distintos equipos con aplicaciones alimenticias

Table 5 Recommended Rates of Heat Gain From Typical Commercial Cooking Appliances

Appliance	Size	Energy Rate, W		Recommended Rate of Heat Gain, <sup>a</sup> W			
		Rated	Standby	Without Hood		With Hood	
				Sensible	Latent	Total	Sensible
<b>Electric, No Hood Required</b>							
Barbeque (pit), per kilogram of food capacity	36 to 136 kg	88	—	57	31	88	27
Barbeque (pressurized) per kilogram of food capacity	20 kg	210	—	71	35	106	33
Blender, per litre of capacity	1.0 to 3.8 L	480	—	310	160	470	150
Braising pan, per litre of capacity	102 to 133 L	110	—	55	29	84	40
Cabinet (large hot holding)	0.46 to 0.49 m <sup>3</sup>	2080	—	180	100	280	85
Cabinet (large hot serving)	1.06 to 1.15 m <sup>3</sup>	2000	—	180	90	270	82
Cabinet (large proofing)	0.45 to 0.48 m <sup>3</sup>	2030	—	180	90	270	82
Cabinet (small hot holding)	0.09 to 0.18 m <sup>3</sup>	900	—	80	40	120	37
Cabinet (very hot holding)	0.49 m <sup>3</sup>	6150	—	550	280	830	250
Can opener		170	—	170	—	170	0
Coffee brewer	12 cup/2 brns	1660	—	1100	560	1660	530
Coffee heater, per boiling burner	1 to 2 brns	670	—	440	230	670	210
Coffee heater, per warming burner	1 to 2 brns	100	—	66	34	100	32
Coffee/hot water boiling urn, per litre of capacity	11 L	120	—	79	41	120	38
Coffee brewing urn (large), per litre of capacity	22 to 38 L	660	—	440	220	660	210
Coffee brewing urn (small), per litre of capacity	10 L	420	—	280	140	420	130
Cutter (large)	460 mm bowl	750	—	750	—	750	0
Cutter (small)	360 mm bowl	370	—	370	—	370	0
Cutter and mixer (large)	28 to 45 L	3730	—	3730	—	3730	0
Dishwasher (hood type, chemical sanitizing), per 100 dishes/h	950 to 2000 dishes/h	380	—	50	110	160	50
Dishwasher (hood type, water sanitizing), per 100 dishes/h	950 to 2000 dishes/h	380	—	56	123	179	56
Dishwasher (conveyor type, chemical sanitizing), per 100 dishes/h	5000 to 9000 dishes/h	340	—	41	97	138	44
Dishwasher (conveyor type, water sanitizing), per 100 dishes/h	5000 to 9000 dishes/h	340	—	44	108	152	50
Display case (refrigerated), per cubic metre of interior	0.17 to 1.9 m <sup>3</sup>	1590	—	640	0	640	0
Dough roller (large)	2 rollers	1610	—	1610	—	1610	0
Dough roller (small)	1 roller	460	—	460	—	460	0
Egg cooker	12 eggs	1800	—	850	570	1420	460
Food processor	2.3 L	520	—	520	—	520	0
Food warmer (infrared bulb), per lamp	1 to 6 bulbs	250	—	250	—	250	250
Food warmer (shelf type), per square metre of surface	0.28 to 0.84 m <sup>2</sup>	2930	—	2330	600	2930	820
Food warmer (infrared tube), per metre of length	1.0 to 2.1 m	950	—	950	—	950	950
Food warmer (well type), per cubic metre of well	20 to 70 L	37400	—	12400	6360	18760	6000
Freezer (large)	2.07 m <sup>3</sup>	1340	—	540	—	540	0
Freezer (small)	0.51 m <sup>3</sup>	810	—	320	—	320	0
Griddle/grill (large), per square metre of cooking surface	0.43 to 1.1 m <sup>2</sup>	29000	—	1940	1080	3020	1080
Griddle/grill (small), per square metre of cooking surface	0.20 to 0.42 m <sup>2</sup>	26200	—	1720	970	2690	940
Hot dog broiler	48 to 56 hot dogs	1160	—	100	50	150	48
Hot plate (double burner, high speed)		4900	—	2290	1590	3880	1830
Hot plate (double burner stockpot)		4000	—	1870	1300	3170	1490
Hot plate (single burner, high speed)		2800	—	1310	910	2220	1040
Hot water urn (large), per litre of capacity	53 L	130	—	50	16	66	21
Hot water urn (small), per litre of capacity	7.6 L	230	—	87	30	117	37
Ice maker (large)	100 kg/day	1090	—	2730	—	2730	0
Ice maker (small)	50 kg/day	750	—	1880	—	1880	0
Microwave oven (heavy duty, commercial)	20 L	2630	—	2630	—	2630	0
Microwave oven (residential type)	30 L	600 to 1400	—	600 to 1400	—	600 to 1400	0
Mixer (large), per litre of capacity	77 L	29	—	29	—	29	0
Mixer (small), per litre of capacity	11 to 72 L	15	—	15	—	15	0
Press cooker (hamburger)	300 patties/h	2200	—	1450	750	2200	700
Refrigerator (large), per cubic metre of interior space	0.71 to 2.1 m <sup>3</sup>	780	—	310	—	310	0
Refrigerator (small) per cubic metre of interior space	0.17 to 0.71 m <sup>3</sup>	1730	—	690	—	690	0
Rotisserie	300 hamburgers/h	3200	—	2110	1090	3200	1020
Serving cart (hot), per cubic metre of well	50 to 90 L	21200	—	7060	3530	10590	3390
Serving drawer (large)	252 to 336 dinner rolls	1100	—	140	10	150	45
Serving drawer (small)	84 to 168 dinner rolls	800	—	100	10	110	33
Skillet (tilting), per litre of capacity	45 to 125 L	180	—	90	50	140	66
Slicer, per square metre of slicing carriage	0.06 to 0.09 m <sup>2</sup>	2150	—	2150	—	2150	680
Soup cooker, per litre of well	7 to 11 L	130	—	45	24	69	21
Steam cooker, per cubic metre of compartment	30 to 60 L	214000	—	17000	10900	27900	8120
Steam kettle (large), per litre of capacity	76 to 300 L	95	—	7	5	12	4
Steam kettle (small), per litre of capacity	23 to 45 L	260	—	21	14	35	10
Syrup warmer, per litre of capacity	11 L	87	—	29	16	45	14

## Apéndice B

**Tabla 40**

Tabla con parámetros iniciales para ambos fluidos y recirculación

PARAMETROS INICIALES			
TIPO DE INTERCAMBIADOR	BEM	LARGO	1ft
DIAMETRO DE TUBERIA (in)	3/4 in	PASO DE TUBOS	1
CALIBRE	10 BWG	ARREGLO DE TUBOS	CUADRADO
DIAMETRO INTERNO	0,482	B/ds	0,3
DIAMETRO EXTERNO	0,75	CONDUCTIVIDAD DE LOS TUBOS	8,66
B	3	DI SHELL	10 in
DIAMETRO EQUIVALENTE	0,99	NOZZLE DIAMETER - REFRIGERANTE	3 in
AGUA - FLUIDO FRIO -1	VALORES	REFRIGERANTE R410a - FLUIDO CALIENTE -2	VALORES
TEMPERATURA INICIAL	103,7	TEMPERATURA INICIAL	221
TEMPERATURA FINAL	104	TEMPERATURA FINAL	202,7893
CALOR ESPECIFICO	1	CALOR ESPECIFICO	0,2049
FLUJO MASICO	6613,87	FLUJO MASICO	531,75
CONDUCTIVIDAD TERMICA		CONDUCTIVIDAD TERMICA	0,009
VISCOSIDAD DINAMICA	2,06	VISCOSIDAD DINAMICA	0,044
DENSIDAD	62,4	DENSIDAD	8
NUMERO DE PRANDTL	7	NUMERO DE PRANDTL	5,83
NOZZLE DIAMETER REFRIGERANTE		NOZZLE DIAMETER AGUA	
NOZZLE	SCH 40	NOZZLE - AGUA	SCH 40
ID NOZZLE	3,068	ID NOZZLE	2,067
RECIRCULACIÓN			
DIAMETRO EN TUBERIA DE RECIRCULACIÓN	DIAMETRO	TIEMPO DE RECIRCULACION	FACTORES DE INCRUSTACIONES
2	50,8 mm	14,59 s	AGUA
FLUJO DE AGUA	CAUDAL	TEMPERATURA OBJETIVO	0,002
0,83 KG/S	0,00083 m3/s	104 F°	REFRIGERANTE
CAUDAL	VELOCIDAD	TIEMPO EN MINUTOS	0,003
0,83 L/S	0,41 m/s	0,243 min	
AREA DE LA TUBERIA	CAUDAL	LONGITUD DE LA TUBERIA DE RECIRCULACION	
0,0020 m2	3 m3/h	6 m	

**Tabla 41**

Tabla de tasas térmicas y temperaturas de los fluidos

Q1	1984,16	Q2	-1984,16
Delta T1	0,3	Delta T2	-18,21
Agua	Temp. Inicial Agua		Temp. final Agua
	103,7		104
R410a	Temp. Final Ref.		Temp. Inicial Ref.
	202,79		221
DELTA T1	99,09	DELTA T2	117
LMTD	107,80		

**Tabla 42**

Tabla de caída de presión en tubos

Caída de presión en tubos	
Factor de fricción	0,035277
Gasto	14987,458774
Pérdida por fricción	0,000205 PSI
Pérdidas de presión en entradas/salidas	0,000117 PSI
Reynold en nozzles	60185,355687
Gasto en nozzles	10357,844786
Caída de presión en nozzles	0,000167 PSI
Caída de presión total	0,000489

**Tabla 43***Tabla de caída de presión en coraza*

Caída de presión en coraza		
f1	0,00255348	
f2	0,00043227	
f	0,10042814	
Número de espacios de baffles	4	
Número de baffles	3	
Caída de presión en coraza	0,00013768	PSI
Reynold en nozzles	23732,26	
Gasto en nozzles	283822,68	
Caída de presión en nozzles	0,03222212	
Caída de presión total	0,03235981	

**Tabla 44***Tabla de factores de corrección y parámetros térmicos e hidráulicos*

FACTORES DE CORRECCION			
R	0,02	Area de transferencia de calor recalculada	5,50
P	0,16	UD Diseño	6,05
N- Número de pases en coraza	1,00	Urequerido	3,35
Alpha	1,18	Hi	18,89
S	0,16	B	2,40
F	1,00	Holgura entre tubos	0,25
Coficiente Ud	6,05	as	0,033
Area de Transferencia de Calor	3,04	G	15952,500
Numero de tubos	15,49	De	0,083
Reynolds/Np	24724,26	Re - EXTERNO	29910,938
Numero de Pases de tubos por coraza	1,00	Jh	61,570
Reynolds	24724,26	ho	12,849
Velocidad Fluido	0,94	Uc	6,181
Numero actual de tubos( Apendice C)	28,00	Resistencia de incrustación	0,007
Diametro interno de coraza ( Apendice C)	8,00	Ud final	5,936
Reynolds recalculado - INTERNO	13681,73	Viable	SI
Velocidad recalculada	0,52		

### Apéndice C (Tablas de Optimización)

**Tabla 45**

*Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 9 in*

$D_{in/s}$	$D_{in/t}$	$n_t$	$L_t$	$V_{max/w}$	$V_{max/r}$	$h_i$	$h_o$	$U$	$R_{e/s}$	$R_{e/t}$	$A_e$
9	0.875		40	0.15	0.34	4.83	82.49	4.52	329.75	9483.98	7.00
		30	50	0.07	0.34	4.82	79.97	4.51	336.32	9528.30	9.30
			60	0.04	0.34	4.83	75.67	4.50	342.40	9564.89	11.5
		40	40	0.15	0.25	4.32	82.48	4.07	333.96	7134.36	9.40
		40	50	0.07	0.25	4.01	79.84	3.79	339.43	7160.37	12.40
			60	0.04	0.25	3.84	75.46	3.63	344.69	7183.82	15.50
		40	0.15	0.20	4.02	82.53	3.80	337.98	5722.91	11.70	
	50	50	0.07	0.20	3.73	79.93	3.54	344.06	5744.86	15.40	
		60	0.04	0.20	3.52	75.50	3.34	349.27	5762.40	19.20	
	40	40	0.15	0.17	3.79	82.60	3.59	341.60	4779.94	14.00	
	60	50	0.07	0.17	3.52	80.02	3.35	348.18	4799.16	18.50	
		60	0.04	0.17	3.32	75.60	3.16	353.78	4813.28	23.00	
		40	0.09	0.26	4.42	83.97	4.16	254.55	5902.16	12.00	
	60	50	0.04	0.26	4.11	79.53	3.87	259.62	5925.86	15.90	
		60	0.03	0.26	3.88	73.99	3.66	264.03	5943.51	19.80	
		40	0.09	0.22	4.20	83.95	3.97	257.11	5069.36	14.00	
		70	0.04	0.22	3.91	79.51	3.69	262.52	5089.26	18.50	
		60	0.03	0.22	3.69	73.98	3.48	267.09	5104.73	23.00	
	40	0.09	0.19	4.02	83.95	3.81	259.46	4443.83	16.00		
	80	0.04	0.19	3.75	79.50	3.55	265.16	4460.96	21.20		
	60	0.03	0.19	3.54	73.98	3.35	269.94	4473.94	26.30		
	40	0.09	0.17	3.88	83.96	3.68	261.65	3955.93	18.00		
	90	0.04	0.17	3.61	79.49	3.43	267.61	3971.65	23.80		
	60	0.03	0.17	3.41	73.98	3.24	272.56	3982.09	29.60		

*Nota.*  $D_{in/s}$  [in],  $D_{in/t}$  [in],  $L_t$  [cm],  $V_{max/w}$   $\left[\frac{ft}{s}\right]$ ,  $V_{max/r}$   $\left[\frac{ft}{s}\right]$ ,  $h_i$   $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$ ,  $h_o$   $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$ ,  $U$   $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$ ,  $A_e$  [ $ft^2$ ]

Tabla 46

Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 9 in

$D_{in/s}$	$D_{in/t}$	$n_t$	$L_t$	$W_c$	$T_{out/s}$	$T_{out/t}$	$\Delta P_s$	$\Delta P_t$	$\eta$
			40	3872.400259	35.21	91.26	0.01	0.22	0.34
		30	50	3872.400323	36.33	87.71	0.01	0.22	0.45
			60	3872.400387	37.34	84.52	0.01	0.22	0.56
			40	3872.400152	35.93	88.97	0.01	0.23	0.40
		40	50	3872.40019	36.85	86.06	0.01	0.22	0.50
			60	3872.400227	37.72	83.34	0.01	0.23	0.60
	0.875		40	3872.400104	36.60	86.94	0.01	0.22	0.47
		50	50	3872.40013	37.62	83.66	0.01	0.22	0.57
			60	3872.400155	38.48	81.01	0.01	0.22	0.68
			40	3872.400079	37.20	84.95	0.01	0.22	0.53
		60	50	3872.400099	38.29	81.57	0.01	0.22	0.65
			60	3872.400119	39.21	78.78	0.01	0.21	0.77
	9		40	3872.400203	37.16	85.08	0.01	0.22	0.53
		60	50	3872.400253	38.24	81.72	0.01	0.22	0.65
			60	3872.400304	39.91	76.67	0.01	0.21	0.78
			40	3872.400152	37.71	83.38	0.01	0.22	0.59
		70	50	3872.40019	38.85	79.86	0.01	0.22	0.73
			60	3872.400228	39.80	76.98	0.01	0.21	0.86
	0.750		40	3872.400118	38.20	81.84	0.01	0.22	0.65
		80	50	3872.400148	39.40	78.19	0.01	0.21	0.80
			60	3872.400177	40.39	75.24	0.01	0.22	0.93
			40	3872.400098	38.66	80.43	0.01	0.22	0.70
		90	50	3872.400123	39.91	76.67	0.01	0.21	0.87
			60	3872.400147	40.92	73.67	0.01	0.21	1.02

Nota.  $D_{in/s}$  [in],  $D_{in/t}$  [in],  $W_c$  [W],  $T_{out/t}$  [°C],  $T_{out/s}$  [°C],  $\Delta P_s$  [psi],  $\Delta P_t$  [psi]

Tabla 47

Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 9.5 in

$D_{in/s}$	$D_{in/t}$	$n_t$	$L_t$	$V_{max/w}$	$V_{max/r}$	$h_i$	$h_o$	$U$	$R_{e/s}$	$R_{e/t}$	$A_e$			
0.875			40	0.14	0.34	4.83	81.95	4.52	302.79	9483.92	7.00			
			30	50	0.06	0.34	4.83	78.45	4.51	308.84	9528.12	9.30		
			60	0.04	0.34	4.83	73.57	4.49	314.40	9564.58	11.50			
	9.5			40	0.14	0.25	4.32	81.46	4.07	306.67	7134.29	9.40		
				40	50	0.06	0.25	4.01	78.18	3.79	311.70	7160.24	12.40	
				60	0.04	0.24	3.84	73.35	3.62	316.51	7183.62	15.40		
		0.750			40	0.14	0.20	4.02	81.34	3.80	310.36	5722.84	11.70	
					50	50	0.06	0.20	3.73	78.11	3.54	315.94	5744.74	15.40
					60	0.04	0.20	3.52	73.25	3.33	320.70	5762.21	19.20	
					40	0.14	0.17	3.79	81.25	3.59	313.69	4778.88	14.00	
					60	50	0.07	0.17	3.52	78.06	3.34	319.72	4799.07	18.50
					60	0.04	0.17	3.32	73.19	3.15	324.83	4813.15	23.00	
				40	0.08	0.26	4.42	83.44	4.16	236.62	5902.13	12.00		
				60	50	0.04	0.26	4.11	78.88	3.87	241.33	5925.82	15.90	
				60	0.03	0.26	3.88	72.73	3.66	245.41	5943.41	19.80		
				40	0.08	0.22	4.20	83.42	3.96	239.00	5069.34	14.00		
				70	50	0.04	0.22	3.91	78.86	3.69	244.02	5089.22	18.50	
				60	0.03	0.22	3.62	72.72	3.48	248.25	5104.65	23.00		
				40	0.08	0.19	4.02	83.42	3.81	241.18	4443.80	16.00		
				80	50	0.04	0.19	3.75	78.85	3.55	246.48	4460.93	21.20	
				60	0.03	0.19	3.54	72.71	3.35	250.91	4473.89	26.30		
				40	0.08	0.17	3.88	83.42	3.67	243.22	3955.91	18.00		
				90	50	0.04	0.17	3.61	78.85	3.43	208.16	3971.62	23.80	
				60	0.03	0.17	3.41	72.71	3.23	253.34	3982.04	29.60		

Nota.  $D_{in/s}$  [in],  $D_{in/t}$  [in],  $L_t$  [cm],  $V_{max/w}$   $\left[\frac{ft}{s}\right]$ ,  $V_{max/r}$   $\left[\frac{ft}{s}\right]$ ,  $h_i$   $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$ ,  $h_o$   $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$ ,  $U$   $\left[\frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft^2}\right]$ ,  $A_e$  [ft<sup>2</sup>]

**Tabla 48**

Tabla de resultados térmicos en base a variaciones de geometría para un diámetro de coraza de 9.5 in

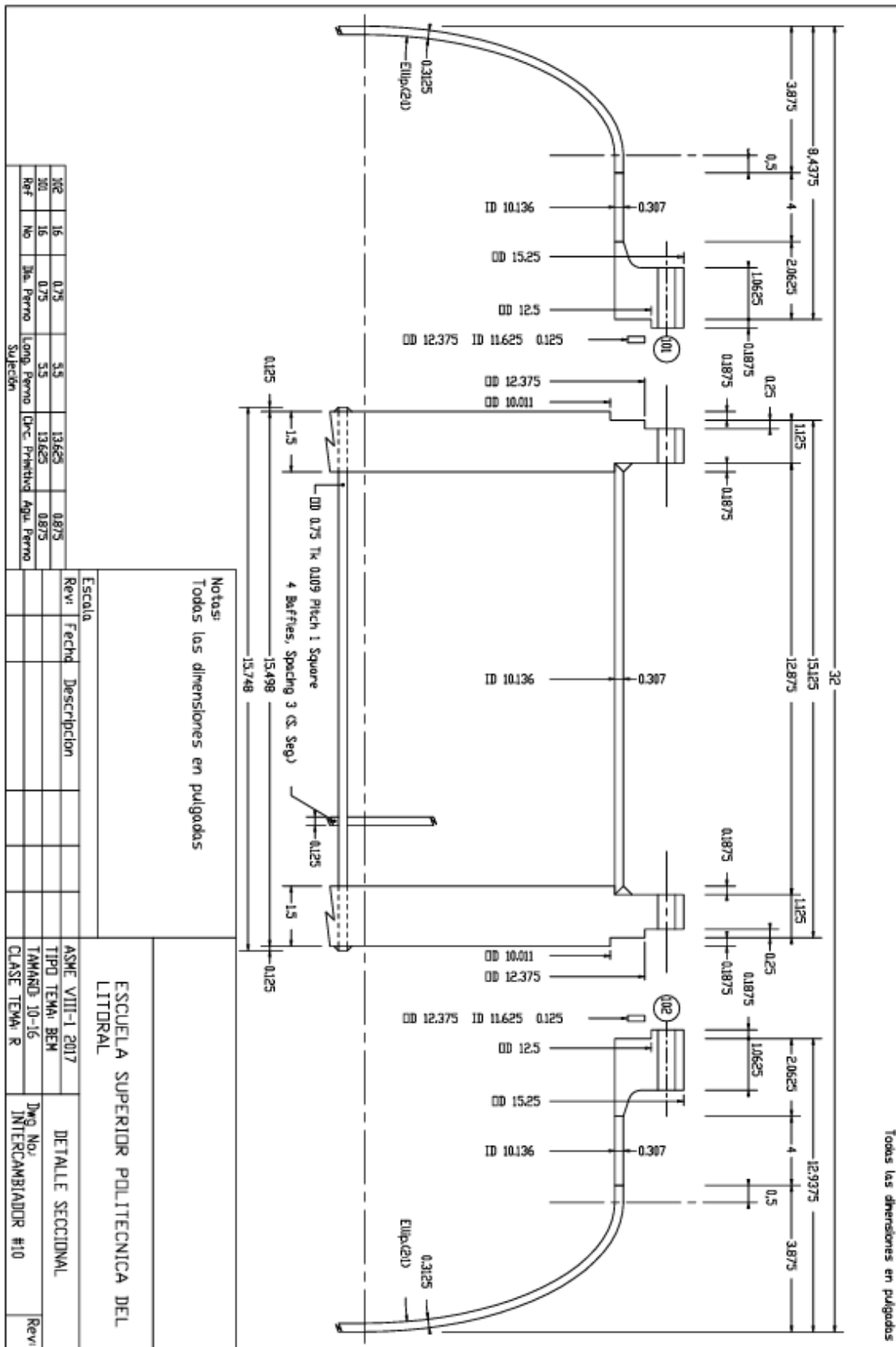
$D_{in/s}$	$D_{in/t}$	$n_t$	$L_t$	$W_c$	$T_{out/s}$	$T_{out/t}$	$\Delta P_s$	$\Delta P_t$	$\eta$	
9.5	0.875		40	3872.400259	35.21	91.26	0.01	0.22	0.42	
		30	50	3872.400323	36.32	87.72	0.01	0.22	0.51	
			60	3872.400387	37.33	84.54	0.01	0.22	0.60	
			40	3872.400152	35.92	88.98	0.01	0.22	0.49	
		40	50	3872.40019	36.84	86.07	0.01	0.22	0.59	
			60	3872.400227	37.71	83.37	0.01	0.22	0.69	
		40	3872.400104	36.60	86.85	0.01	0.22	0.56		
	50	50	3872.40013	37.61	83.68	0.01	0.22	0.62		
		60	3872.400155	38.47	81.04	0.01	0.22	0.71		
		40	3872.400079	37.20	84.96	0.01	0.22	0.65		
	60	50	3872.400099	38.29	81.59	0.01	0.22	0.72		
		60	3872.400119	39.20	78.81	0.01	0.22	0.80		
		40	3872.400203	37.16	85.08	0.01	0.22	0.68		
	60	50	3872.400253	38.24	81.72	0.01	0.22	0.75		
		60	3872.400304	39.16	78.91	0.01	0.22	0.82		
		40	3872.400152	37.71	83.38	0.01	0.22	0.76		
		0.750	70	50	3872.40019	38.85	79.87	0.01	0.22	0.84
			60	3872.400228	39.80	77.00	0.01	0.21	0.93	
		40	3872.400118	38.20	81.84	0.01	0.22	0.80		
	80	50	3872.400148	39.40	78.19	0.01	0.21	0.91		
		60	3872.400177	40.38	75.25	0.01	0.21	1.00		
		40	3872.400098	38.66	80.43	0.01	0.22	0.83		
	90	50	3872.400123	39.90	76.68	0.01	0.21	0.94		
		60	3872.400147	40.92	73.69	0.01	0.21	1.09		

Nota.  $D_{in/s}$  [in],  $D_{in/t}$  [in],  $W_c$  [W],  $T_{out/t}$  [°C],  $T_{out/s}$  [°C],  $\Delta P_s$  [psi],  $\Delta P_t$  [psi]

### Apéndice D (Planos Intercambiador)

#### Plano 1

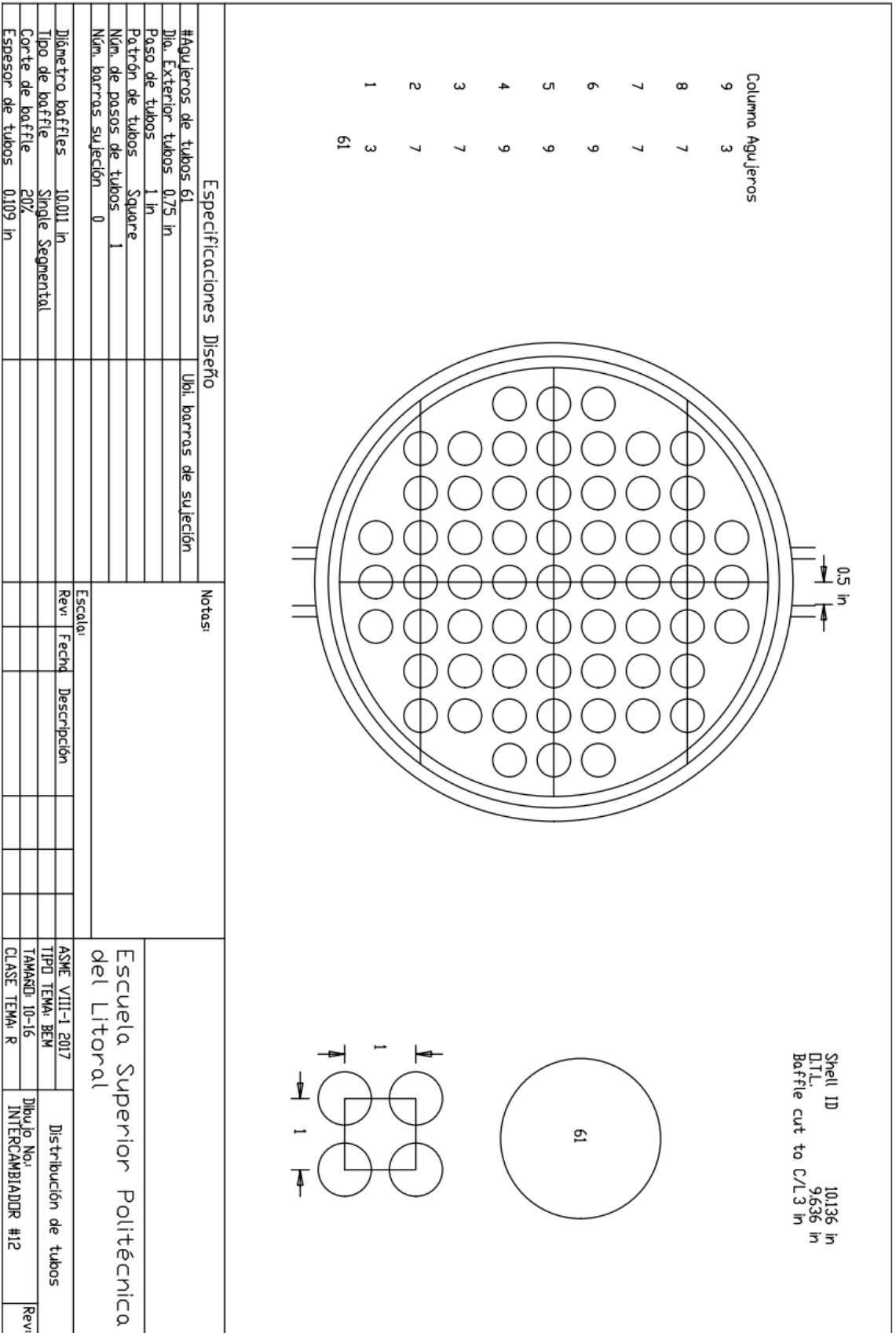
Plano de detalle seccional del intercambiador





**Plano 3**

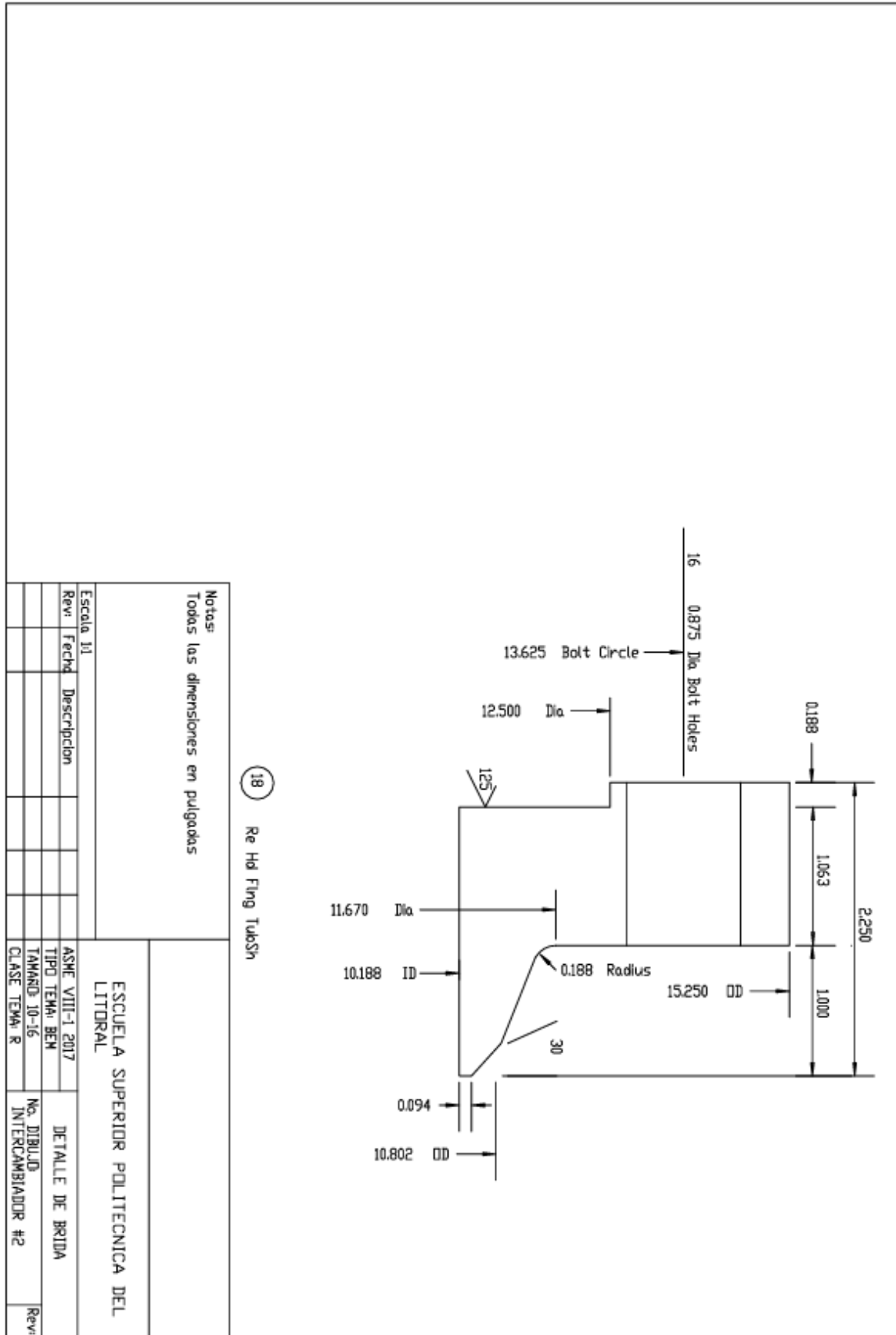
Plano de distribución de los tubos en el intercambiador





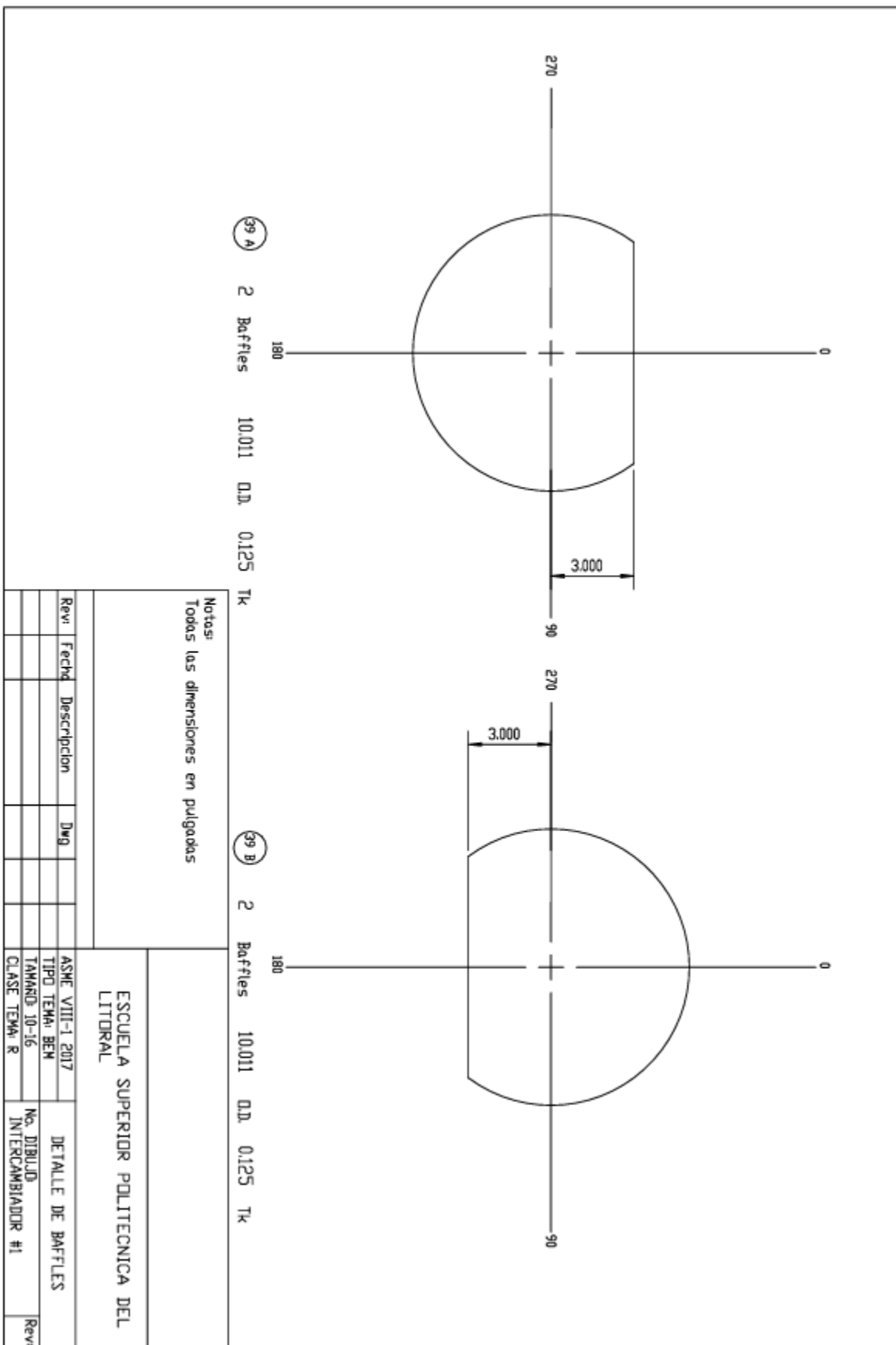
**Plano 5**

*Plano de bridas del intercambiador*



**Plano 6**

Plano detalle de Baffles



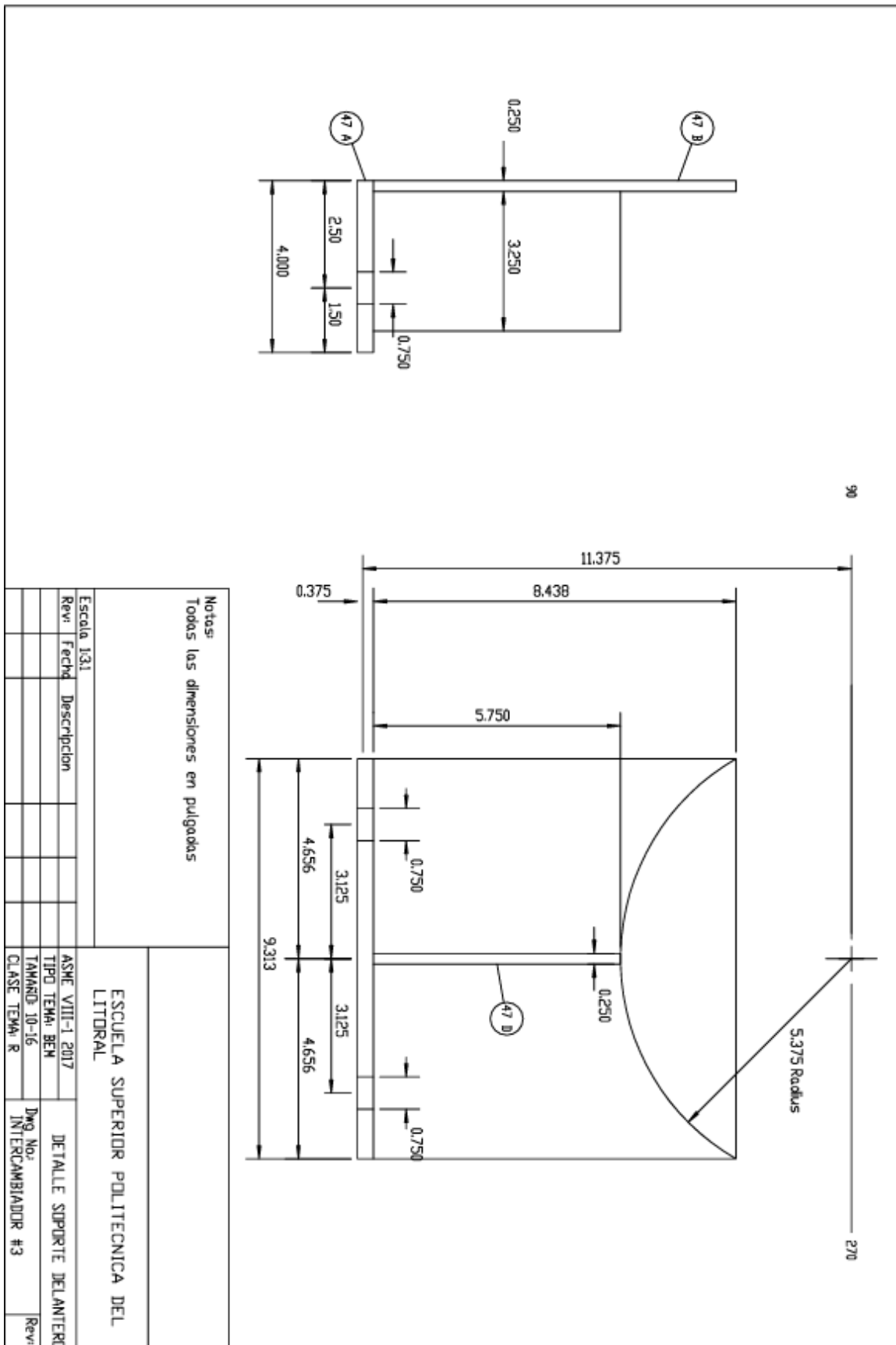
Notas:  
Todas las dimensiones en pulgadas

Revi	Fecha	Descripcion	Dwg	ASME VIII-1 2017	DETALLE DE BAFFLES	Revi
				TIPO TEMA BEN	No. DIBUJO	
				TAMAND-10-16	INTERCAMBIADOR #1	
				CLASE TEMA R		

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

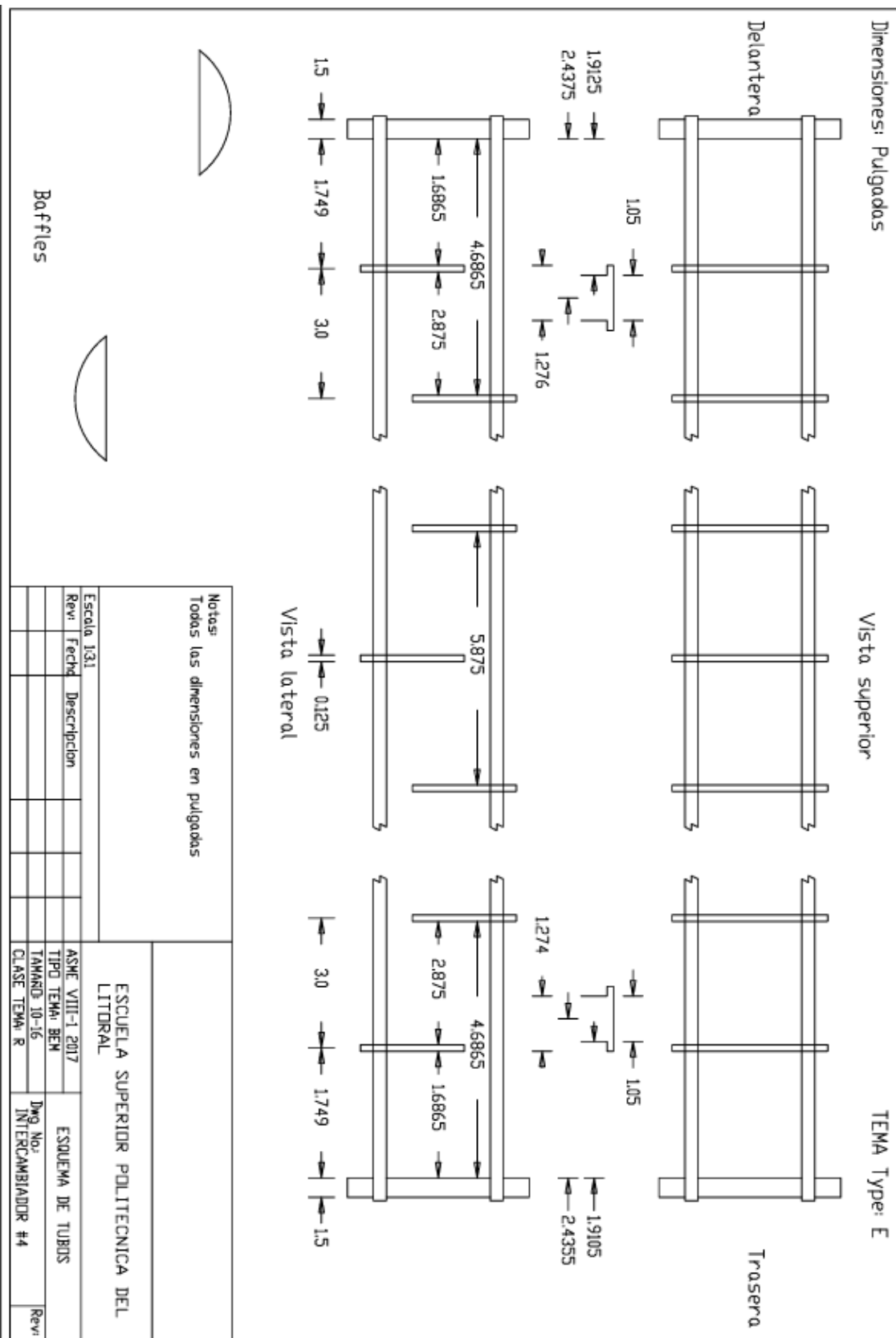
Plano 7

Plano de soportes del intercambiador



Plano 8

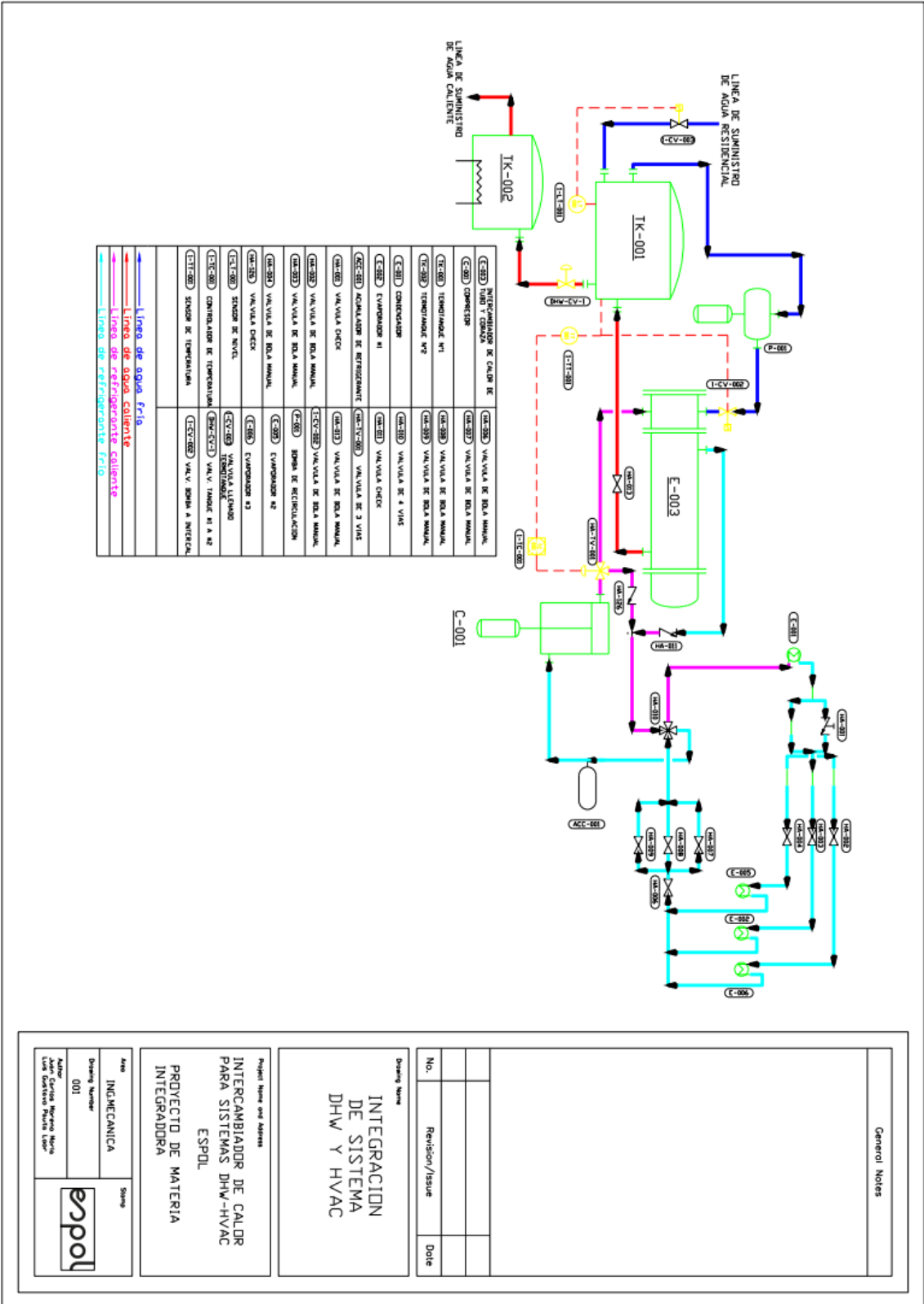
Plano de separación entre baffles



### Apéndice E

Plano 9

Plano PI&D



General Notes

No.	Revision/Issue	Date
-----	----------------	------

Drawing Name  
**INTEGRACION DE SISTEMA DHW Y HVAC**

Project Name and Address  
**INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA SISTEMAS DHW-HVAC ESPOL**  
**PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA**

Area <b>INGENIERIA MECANICA</b>	Sheet 
Drawing Number <b>001</b>	
Author Juan Carlos Moreno Nieto Luis Gustavo Pardo Lopez	

## Apéndice F (Cálculos Mecánicos)

Figura 63

Código para estimación del espesor de la coraza

```

Component: Shell Cylinder
ASME Section VIII-1 2017 UG-27 Thickness of Shells under Int. Pressure

--- Calculations --- Cylinder Internal Pressure
Material: SA-312 S30400 Grd TP304 Smls. pipe(G5)
Design pressure      P = 50 psi          Design temperature  T = 290 F
Radiography         = Spot              Joint eff.circ str. E = 1
Design stress       S = 19010 psi        Joint eff.long str. E = 1
Design stress, long S = 19010 psi        Min thk. UG-16(b) tmin = 0.2259 in
Inside corr.allow.  CAI = 0.125 in       Outside corr. all. CAO = 0.0 in
Material tolerance  Tol = 0.0384 in          TEMA min. thickness tm = 0.125 in
Outside diameter    OD = 10.75 in        Corroded radius     OR = 5.375 in

Required wall thickness of the cylinder , greater of:
Circumferential stress
    t = (P*OR / (S*E+0.4*P))+cai+cao+tol = 0.1775 in  APP.1-1(A)
Longitudinal stress
    t = (P*IR / (2*S*E+0.4*P))+cai+cao+tol = 0.1702 in  UG-27(c)(2)

Actual wall thickness of cylinder:          tnom = 0.307 in

(Required wall tks. for nozzle attachments, E=1 , tri = 0.0141 in )

```

*Nota.* La imagen presenta la verificación del espesor mínimo de la coraza bajo presión interna, aplicada con las ecuaciones de la Sección VIII, División 1. Con el diámetro exterior definido y la asignación de tolerancias y margen por corrosión, el cálculo entrega los espesores requeridos por esfuerzo circunferencial y longitudinal. El espesor nominal seleccionado para la coraza resulta mayor que el requerido, por lo que el componente cumple el criterio mecánico y mantiene un margen de seguridad frente a la condición de operación establecida.

```

Component: Front Head Cylinder
ASME Section VIII-1 2017 UG-27 Thickness of Shells under Int. Pressure

--- Calculations --- Cylinder Internal Pressure
Material: SA-106 K03006 Grd B Smls. pipe
Design pressure      P = 550 psi          Design temperature  T = 290 F
Radiography         = Spot              Joint eff.circ str. E = 1
Design stress       S = 17100 psi        Joint eff.long str. E = 0.85
Design stress, long S = 17100 psi        Min thk. UG-16(b) tmin = 0.1009 in
Inside corr.allow.  CAI = 0.0 in         Outside corr. all. CAO = 0.0 in
Material tolerance  Tol = 0.0384 in       TEMA min. thickness tm = 0.307 in
Outside diameter    OD = 10.75 in        Corroded radius     IR = 5.068 in

Required wall thickness of the cylinder , greater of:
Circumferential stress
    t = (P*IR / (S*E-0.6*P))+cai+cao+tol = 0.2046 in  UG-27(c)(1)
Longitudinal stress
    t = (P*IR / (2*S*E+0.4*P))+cai+cao+tol = 0.1335 in  UG-27(c)(2)

Actual wall thickness of cylinder:          tnom = 0.307 in

(Required wall tks. for nozzle attachments, E=1 , tri = 0.1662 in )

```

*Nota.* La imagen resume el cálculo del espesor mínimo del cilindro del cabezal delantero para presión interna, incluyendo la eficiencia de junta del elemento y el esfuerzo admisible del material. El resultado compara el espesor requerido contra el espesor nominal adoptado en el diseño, evidenciando que el valor seleccionado supera el mínimo exigido por norma. Esto valida que el cabezal delantero puede operar sin exceder esfuerzos permisibles, manteniendo consistencia con el dimensionamiento definido para el ensamblaje del intercambiador.

Figura 64

Código para estimación del espesor del cabezal posterior

```

Component: Rear Head Cylinder
ASME Section VIII-1 2017 UG-27 Thickness of Shells under Int. Pressure

--- Calculations --- Cylinder Internal Pressure
Material: SA-106 K03006 Grd B Smls. pipe
Design pressure      P = 550 psi      Design temperature  T = 290 F
Radiography         = Spot           Joint eff.circ str.  E = 1
Design stress       S = 17100 psi     Joint eff.long str.  E = 0.85
Design stress, long S = 17100 psi     Min thk. UG-16(b)  tmin = 0.1009 in
Inside corr.allow.  CAI = 0.0 in       Outside corr. all.  CAO = 0.0 in
Material tolerance  Tol = 0.0384 in                 TEMA min. thickness tm = 0.307 in
Outside diameter    OD = 10.75 in       Corroded radius     IR = 5.068 in

Required wall thickness of the cylinder , greater of:
Circumferential stress
t = (P*IR / (S*E-0.6*P))+cai+cao+tol = 0.2046 in  UG-27(c)(1)
Longitudinal stress
t = (P*IR / (2*S*E+0.4*P))+cai+cao+tol = 0.1335 in  UG-27(c)(2)
Actual wall thickness of cylinder:          tnom = 0.307 in

(Required wall tks. for nozzle attachments, E=1 , tri = 0.1662 in )

```

*Nota.* La imagen muestra la misma verificación mecánica aplicada al cabezal posterior, con las condiciones de presión, temperatura y parámetros de material correspondientes. El espesor requerido por los criterios de esfuerzo circunferencial y longitudinal se compara con el espesor nominal del diseño. Al ser el espesor adoptado mayor al requerido, el cabezal posterior cumple el criterio de integridad mecánica y mantiene un margen adecuado para condiciones transitorias dentro del rango de operación.

Figura 65

Código para estimación del espesor de la cubierta del cabezal frontal

```

Component: Front Head Cover
ASME Section VIII-1 2017 UG-32 Formed Heads, and Sections,
Pressure on Concave Side

--- Calculations --- Ellipsoidal Cover Internal Pressure with t/L >= 0.002
Material: SA-516 K02700 Grd 70 Plate
Design pressure      P = 550 psi      Design temperature  T = 290 F
Radiography         = Spot           Joint efficiency     E = 0.85
Design stress       S = 20000 psi     TEMA min. thk       tm = 0.2686 in
Min thk UG-16(b)   tmin = 0.0625 in
Outside corr.all.  CAI = 0.0 in       Forming tolerance    Tol = 0.0 in
Major/minor rat.   D/2h = 2.0           Equiv.dish radius    L = 9.1224 in
Corroded min. thk  t = 0.1645 in          Ratio ts/L           ts/L = 0.03426
tnom=CAI-CAO-Tol   ts = 0.3125 in        Material tol.        Tol = 0.0 in
K =0.1667*(2+(D/2h)**2) = 1.0       Corroded diameter    ID = 10.136 in
Outside diameter    OD = 10.761 in

Required wall thickness of the cover:
t = (P*ID*K / (2*S*E-0.2*P))+cai+cao+tol = 0.1645 in  App. 1-4(c)
Actual wall thickness of cover:          tnom = 0.3125 in

(Required wall tks. for nozzle attachments, E=1 , tri = 0.1398 in )
(If opening & reinf. are within 80% of head diameter, tri = 0.1258 in )

```

*Nota.* La imagen presenta el cálculo del espesor mínimo para la cubierta del cabezal delantero sometida a presión interna, aplicado con la formulación de cabezales conformados. Se consideran parámetros como presión de diseño, geometría del cabezal, tolerancias y margen por corrosión. El espesor nominal seleccionado supera el mínimo calculado, lo que confirma que la tapa puede resistir la carga de presión sin alcanzar esfuerzos críticos.

Figura 66

Código para estimación del espesor de la cubierta del cabezal posterior

```

Component: Rear Head Cover
ASME Section VIII-1 2017 UG-32 Formed Heads, and Sections,
Pressure on Concave Side
--- Calculations --- Ellipsoidal Cover Internal Pressure with t/L >= 0.002
Material: SA-516 K02700 Grd 70 Plate
Design pressure P = 550 psi Design temperature T = 290 F
Radiography = Spot Joint efficiency E = 0.85
Design stress S = 20000 psi TEMA min. thk tm = 0.2686 in
Min thk UG-16(b) tmin = 0.0625 in
Outside corr.all. CAO = 0.0 in
Forming tolerance Tol = 0.0 in
Equiv.dish radius L = 9.1224 in
Ratio ts/L ts/L = 0.03426
Material tol. Tol = 0.0 in
Corroded diameter ID = 10.136 in

Inside corr.all. CAI = 0.0 in
Major/minor rat. D/2h = 2.0
Corroded min. thk t = 0.1645 in
tnom-CAI-CAO-Tol ts = 0.3125 in
K = 0.1667*(2+(D/2h)**2) = 1.0
Outside diameter OD = 10.761 in

Required wall thickness of the cover:
t = (P*ID*K / (2*S*E-0.2*P))+cai+cao+tol = 0.1645 in App. 1-4(c)
Actual wall thickness of cover: tnom = 0.3125 in

(Required wall tks. for nozzle attachments, E=1, tri = 0.1398 in )
(If opening & reinf. are within 80% of head diameter, tri = 0.1258 in )

```

*Nota.* La imagen corresponde a la verificación análoga para la tapa del cabezal posterior. El cálculo determina el espesor requerido para la geometría elipsoidal y lo contrasta con el espesor adoptado en el diseño final. Al verificarse que el espesor nominal es superior al requerido, se confirma el cumplimiento mecánico del componente y la coherencia del conjunto de cabezales con la presión de trabajo seleccionada.

Figura 67

Código para estimación del espesor de los tubos

```

Component: Tubes
ASME Section VIII-1 2017 UG-27 Thickness of Shells under Int. Pressure
--- Calculations --- Cylinder Internal Pressure
Material: SA-249 S30403 Grd TP304L Wld. tube(G5)
Design pressure P = 550 psi Design temperature T = 290 F
Radiography = - Joint eff. circ str. E = 1
Design stress S = 14200 psi Joint eff. long str. E = -
Design stress, long S = - Min thk. UG-16(b) tmin = -
Inside corr.allow. CAI = 0.0 in Outside corr. all. CAO = 0.0 in
Material tolerance Tol = 0.0109 in TEMA min. thickness tm = 0.0 in
Outside diameter OD = 0.75 in Corroded radius OR = 0.375 in

Required wall thickness of the cylinder, greater of:
Circumferential stress
t = (P*OR / (S*E+0.4*P))+cai+cao+tol = 0.0252 in APP.1-1(A)
Longitudinal stress
t = (P*IR / (2*S*E+0.4*P))+cai+cao+tol = - UG-27(c)(2)

Actual wall thickness of cylinder: tnom = 0.109 in

(Required wall tks. for nozzle attachments, E=-, tri = - )

ASME Section VIII-1 2017 UG-28 Thickness of Shells under Ext. Pressure
--- Calculations --- Cylinder External Pressure
Material: SA-249 S30403 Grd TP304L Wld. tube(G5)
Design pressure PE = 50 psi Design temperature T = 290 F
Inside corr. allow. CAI = 0 in Corrosion allow. CAO = 0 in
Radiography = - Material tol. Tol = 0.0109 in
Cyl. outside dia. Do = 0.75 in Cylinder length EP L = 15.748 in
Max length EP Lmax = 50.0 in
Nominal thickness tnom = 0.109 in (tnom-CAI-CAO-Tol) t = 0.0981 in
L/Do ratio Ldo = 20.9973 Do/t Dot = 7.6453
(2*S) or (0.9*yield) SE = 21015 psi Mod. of elasticity ME = 27050002 psi
A factor SII-D-FigG A = 0.019871 B factor HA-3 B = 1.0937

Max allowed external pressure: Pa = B*((2.167/Dot)-0.0833) = 2188.99 psi
Actual external design pressure: PE = 50 psi

(Required cyl. tks. for nozzle attachments at PE, tre = 0.0101 in )

```

*Nota.* La imagen presenta la validación del espesor de los tubos frente a presión interna y la comprobación adicional frente a presión externa, considerando el diámetro exterior definido y los parámetros de diseño. El espesor requerido por esfuerzo resulta menor que el espesor nominal seleccionado, por lo que el tubo cumple el criterio mecánico con margen. La verificación por presión externa complementa el análisis y confirma que, bajo las condiciones consideradas, no se espera inestabilidad estructural del tubo durante la operación del intercambiador.

## Apéndice G (Detalles técnicos de los equipos)

- Sistema HVAC
  - Comfort Star Multizona CM3 – 27 – 3ZX

**Tabla 49**

Tabla de especificaciones técnicas del modelo CM3 – 27 – 3ZX




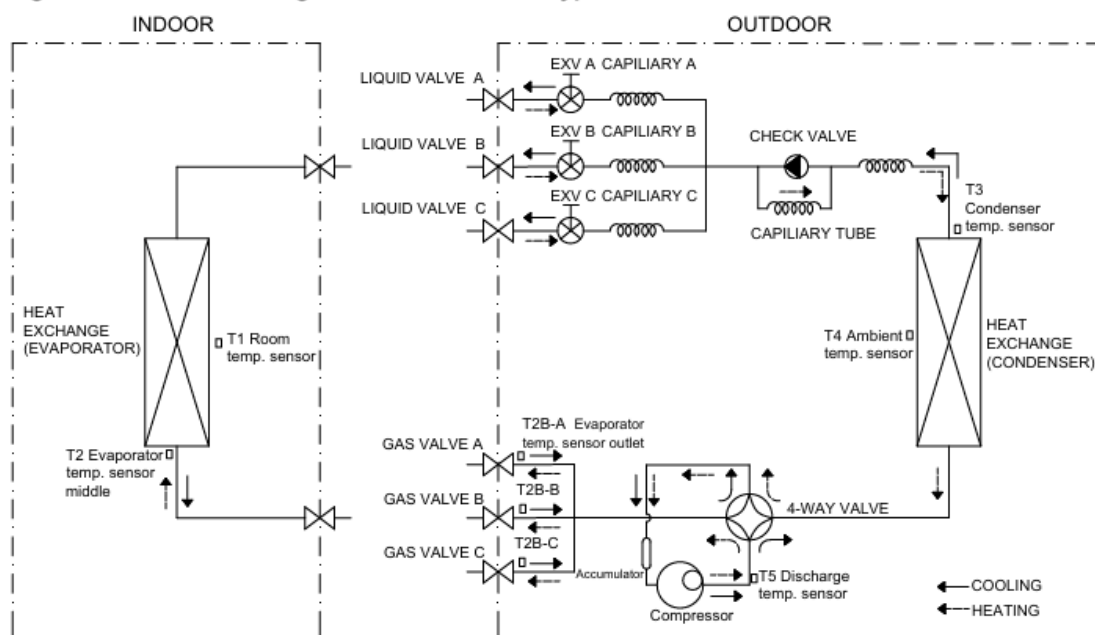
<p>Outdoor unit model            CMZ-27-3Z</p> <p><b>Certified</b>                      UL            </p>	 																																																																																																																																																
<table border="1"> <thead> <tr style="background-color: #00AEEF; color: white;"> <th colspan="3">OUTDOOR UNIT DATA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td colspan="3"><b>Power supply</b></td> </tr> <tr> <td>Normal Operational Voltage</td> <td>(V, Ph, Hz)</td> <td>208/230, 1, 60</td> </tr> <tr> <td>Voltage Range</td> <td>(V)</td> <td>187-253</td> </tr> <tr> <td colspan="3"><b>Electrical</b></td> </tr> <tr> <td>Minimum circuit ampacity</td> <td>(A)</td> <td>24.5</td> </tr> <tr> <td>Max.fuse</td> <td>(A)</td> <td>30.0</td> </tr> <tr> <td colspan="3"><b>Outdoor fan motor</b></td> </tr> <tr> <td>Model</td> <td></td> <td>ZKFN-120-8-2</td> </tr> <tr> <td>Qty</td> <td></td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>Input</td> <td>(W)</td> <td>150.0</td> </tr> <tr> <td>RLA</td> <td>(A)</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Speed</td> <td>(r/min)</td> <td>1050/900/850</td> </tr> <tr style="background-color: #00AEEF; color: white;"> <th colspan="3">REFRIGERANT PIPE DATA</th> </tr> <tr> <td>Design pressure</td> <td>(PSIG)</td> <td>550/340</td> </tr> <tr> <td>Refrigerant Type</td> <td>(Oz)</td> <td>R410A/91.7</td> </tr> <tr> <td>Refrigerant precharge</td> <td>(ft)</td> <td>74</td> </tr> <tr> <td></td> <td>(m)</td> <td>22,5</td> </tr> <tr> <td>Additional charge for each ft- Φ6.35 (1/4") liquid pipe</td> <td>(oz/ft)</td> <td>0.161</td> </tr> <tr> <td>Additional charge for each ft- Φ9.52 (3/8") liquid pipe</td> <td>(oz/ft)</td> <td>0.322</td> </tr> <tr> <td>Liquid side/ Gas side</td> <td>(inch)</td> <td>3 x 1/4" / 3 x 3/8"</td> </tr> <tr> <td></td> <td>(mm)</td> <td>3 x Φ6.35 / 3 x Φ9.52</td> </tr> <tr> <td>Max. length for all rooms</td> <td>(ft)</td> <td>197</td> </tr> <tr> <td>Max. length for one indoor unit</td> <td>(ft)</td> <td>98,0</td> </tr> <tr> <td>Max. height difference between indoor and outdoor unit</td> <td>(ft)</td> <td>49</td> </tr> <tr> <td>Max. height difference between indoor units</td> <td>(ft)</td> <td>33</td> </tr> </tbody> </table>	OUTDOOR UNIT DATA			<b>Power supply</b>			Normal Operational Voltage	(V, Ph, Hz)	208/230, 1, 60	Voltage Range	(V)	187-253	<b>Electrical</b>			Minimum circuit ampacity	(A)	24.5	Max.fuse	(A)	30.0	<b>Outdoor fan motor</b>			Model		ZKFN-120-8-2	Qty		1	Input	(W)	150.0	RLA	(A)	-	Speed	(r/min)	1050/900/850	REFRIGERANT PIPE DATA			Design pressure	(PSIG)	550/340	Refrigerant Type	(Oz)	R410A/91.7	Refrigerant precharge	(ft)	74		(m)	22,5	Additional charge for each ft- Φ6.35 (1/4") liquid pipe	(oz/ft)	0.161	Additional charge for each ft- Φ9.52 (3/8") liquid pipe	(oz/ft)	0.322	Liquid side/ Gas side	(inch)	3 x 1/4" / 3 x 3/8"		(mm)	3 x Φ6.35 / 3 x Φ9.52	Max. length for all rooms	(ft)	197	Max. length for one indoor unit	(ft)	98,0	Max. height difference between indoor and outdoor unit	(ft)	49	Max. height difference between indoor units	(ft)	33	<table border="1"> <thead> <tr style="background-color: #00AEEF; color: white;"> <th colspan="3">OUTDOOR UNIT DATA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td colspan="3"><b>Compressor</b></td> </tr> <tr> <td>Model</td> <td></td> <td>KTM240D43UKT</td> </tr> <tr> <td>Type</td> <td></td> <td>ROTARY</td> </tr> <tr> <td>Brand</td> <td></td> <td>GMCC</td> </tr> <tr> <td>Capacity</td> <td>(Btu/h)</td> <td>24293,44</td> </tr> <tr> <td>Input</td> <td>(W)</td> <td>1895</td> </tr> <tr> <td>Rated current (RLA)</td> <td>(A)</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Refrigerant oil/oil charge</td> <td>(ml)</td> <td>VG74/620</td> </tr> <tr> <td>Throttle</td> <td></td> <td>Capillary +EXV</td> </tr> <tr> <td colspan="3"><b>Air flow &amp; Noise level</b></td> </tr> <tr> <td>Outdoor air flow (Max.)</td> <td>(CFM)</td> <td>2129.41</td> </tr> <tr> <td>Outdoor noise level</td> <td>[dB(A)]</td> <td>61</td> </tr> <tr> <td colspan="3"><b>Outdoor unit</b></td> </tr> <tr> <td>Dimension (W×D×H)</td> <td>(inch)</td> <td>37.24x16.14x31.89</td> </tr> <tr> <td></td> <td>(mm)</td> <td>946x410x810</td> </tr> <tr> <td>Packing (W×D×H)</td> <td>(inch)</td> <td>42.91x19.69x34.84</td> </tr> <tr> <td></td> <td>(mm)</td> <td>1090x500x885</td> </tr> <tr> <td>Net/ Gross weight</td> <td>(lbs.)</td> <td>139.77/150.57</td> </tr> <tr> <td></td> <td>(kg)</td> <td>63.4/68.3</td> </tr> <tr> <td><b>Outdoor(cooling/heating)</b></td> <td>(Deg. °F)</td> <td>-13~122/ -13~86</td> </tr> <tr> <td></td> <td>(Deg. °C)</td> <td>-25~50/ -25~30</td> </tr> </tbody> </table>	OUTDOOR UNIT DATA			<b>Compressor</b>			Model		KTM240D43UKT	Type		ROTARY	Brand		GMCC	Capacity	(Btu/h)	24293,44	Input	(W)	1895	Rated current (RLA)	(A)	-	Refrigerant oil/oil charge	(ml)	VG74/620	Throttle		Capillary +EXV	<b>Air flow &amp; Noise level</b>			Outdoor air flow (Max.)	(CFM)	2129.41	Outdoor noise level	[dB(A)]	61	<b>Outdoor unit</b>			Dimension (W×D×H)	(inch)	37.24x16.14x31.89		(mm)	946x410x810	Packing (W×D×H)	(inch)	42.91x19.69x34.84		(mm)	1090x500x885	Net/ Gross weight	(lbs.)	139.77/150.57		(kg)	63.4/68.3	<b>Outdoor(cooling/heating)</b>	(Deg. °F)	-13~122/ -13~86		(Deg. °C)	-25~50/ -25~30
OUTDOOR UNIT DATA																																																																																																																																																	
<b>Power supply</b>																																																																																																																																																	
Normal Operational Voltage	(V, Ph, Hz)	208/230, 1, 60																																																																																																																																															
Voltage Range	(V)	187-253																																																																																																																																															
<b>Electrical</b>																																																																																																																																																	
Minimum circuit ampacity	(A)	24.5																																																																																																																																															
Max.fuse	(A)	30.0																																																																																																																																															
<b>Outdoor fan motor</b>																																																																																																																																																	
Model		ZKFN-120-8-2																																																																																																																																															
Qty		1																																																																																																																																															
Input	(W)	150.0																																																																																																																																															
RLA	(A)	-																																																																																																																																															
Speed	(r/min)	1050/900/850																																																																																																																																															
REFRIGERANT PIPE DATA																																																																																																																																																	
Design pressure	(PSIG)	550/340																																																																																																																																															
Refrigerant Type	(Oz)	R410A/91.7																																																																																																																																															
Refrigerant precharge	(ft)	74																																																																																																																																															
	(m)	22,5																																																																																																																																															
Additional charge for each ft- Φ6.35 (1/4") liquid pipe	(oz/ft)	0.161																																																																																																																																															
Additional charge for each ft- Φ9.52 (3/8") liquid pipe	(oz/ft)	0.322																																																																																																																																															
Liquid side/ Gas side	(inch)	3 x 1/4" / 3 x 3/8"																																																																																																																																															
	(mm)	3 x Φ6.35 / 3 x Φ9.52																																																																																																																																															
Max. length for all rooms	(ft)	197																																																																																																																																															
Max. length for one indoor unit	(ft)	98,0																																																																																																																																															
Max. height difference between indoor and outdoor unit	(ft)	49																																																																																																																																															
Max. height difference between indoor units	(ft)	33																																																																																																																																															
OUTDOOR UNIT DATA																																																																																																																																																	
<b>Compressor</b>																																																																																																																																																	
Model		KTM240D43UKT																																																																																																																																															
Type		ROTARY																																																																																																																																															
Brand		GMCC																																																																																																																																															
Capacity	(Btu/h)	24293,44																																																																																																																																															
Input	(W)	1895																																																																																																																																															
Rated current (RLA)	(A)	-																																																																																																																																															
Refrigerant oil/oil charge	(ml)	VG74/620																																																																																																																																															
Throttle		Capillary +EXV																																																																																																																																															
<b>Air flow &amp; Noise level</b>																																																																																																																																																	
Outdoor air flow (Max.)	(CFM)	2129.41																																																																																																																																															
Outdoor noise level	[dB(A)]	61																																																																																																																																															
<b>Outdoor unit</b>																																																																																																																																																	
Dimension (W×D×H)	(inch)	37.24x16.14x31.89																																																																																																																																															
	(mm)	946x410x810																																																																																																																																															
Packing (W×D×H)	(inch)	42.91x19.69x34.84																																																																																																																																															
	(mm)	1090x500x885																																																																																																																																															
Net/ Gross weight	(lbs.)	139.77/150.57																																																																																																																																															
	(kg)	63.4/68.3																																																																																																																																															
<b>Outdoor(cooling/heating)</b>	(Deg. °F)	-13~122/ -13~86																																																																																																																																															
	(Deg. °C)	-25~50/ -25~30																																																																																																																																															

Figura 68

P&amp;ID del modelo CM3 – 27 – 3ZX

## 4.2 Refrigeration circuit drawing of inverter 1 drive 3 type



- Samsung AJ052TXJ3KG/

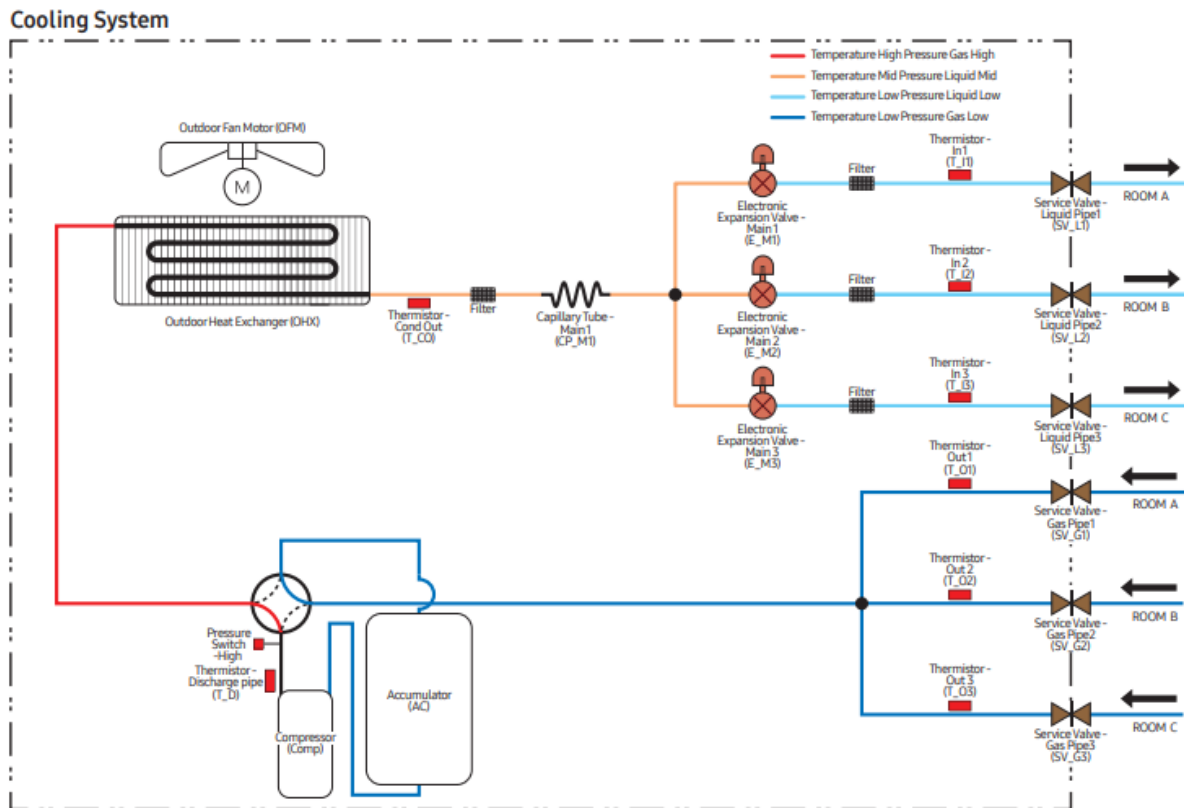
Tabla 50

Tabla de especificaciones técnicas del modelo Samsung AJ052TXJ3KG/

Unidad exterior			AJ052TXJ3KG/EU	AJ068TXJ3KG/EU
Número máximo de unidades interiores conectables			3	3
Capacidad	Enfriamiento (nominal)	kW	5,2	6,8
Eficiencia energética en enfriamiento	SEER <sup>1</sup>	W/W	8,51	7,75
Eficiencia energética en calor	SCOP <sup>1</sup>	W/W	4,60	4,32
Caudal de aire		m <sup>3</sup> /min	38,0	47,5
Presión acústica	Enfriamiento	dB(A)	46	48
	Calor	dB(A)	48	50
Tipo de compresor			BLDC Twin Rotativo	BLDC Twin Rotativo
Dimensiones				
Dimensiones netas (ancho x alto x prof.)		mm	880 x 638 x 310	880 x 798 x 310
Peso neto		kg	44,5	57,5
Refrigerante				
Refrigerante		Tipo		
		Carga de fábrica	kg	1,55
		Longitud de tubería sin carga	m	30,0
		Toneladas equivalentes de CO <sub>2</sub> de carga	tCO <sub>2</sub> e	1,05
		Carga refrigerante adicional	g/m	10
Conexiones de tuberías	Tubería de líquido	ø, pulgadas	1/4 x 3	1/4 x 3
	Tubería de gas	ø, pulgadas	3/8 x 2 + 1/2	3/8 + 1/2 x 2
Longitud de tubería	Longitud total de tubería	m	50	50
	Min./Máx.	m	3/25	3/25
Altura de tubería	Altura máx. (Int.-Int.)	m	7,5	7,5
	Altura máx. (Ext.-Int.)	m	15	15

Figura 69

PI&amp;D del modelo Samsung AJ052TXJ3KG/



- Termostato Primario
  - Termostato Radiante 200 L

Figura 70

Especificaciones técnicas del termotanque radiance 200 L



**TERMOTANQUE ELÉCTRICO**  
**MAX+ 200L**



**radiance**  
CALENTADORES DE AGUA



**Incluye:**



Ánodo de magnesio reemplazable



Válvula de alivio / seguridad



3 Elevadores de plástico de piso

- 1 **Mayor simultaneidad** ideal para altas demandas de agua caliente.
- 2 **Temperatura de trabajo** hasta 66°C.
- 3 **Tanque interno de acero inoxidable** para una calidad de agua óptima.
- 4 **Incluye protección anticorrosión** con ánodo de magnesio intercambiable.
- 5 **Mayor eficiencia energética** gracias a su revestimiento de poliuretano de alta densidad.
- 6 **Incluye válvula de seguridad** de sobrepresión y temperatura.
- 7 **Incluye conexiones 3/4"** para recirculación.

● **Ideal** para casas y residencias.

✓


✓


✗


**Especificaciones Técnicas**

<b>Capacidad</b>	200L / 53gal	<b>Peso Neto</b>	42Kg
<b>Voltaje nominal</b>	220 - 240V/2 Fases	<b>Tanque interno</b>	Acero Inox 304
<b>Potencia nominal</b>	6 kW	<b>Entrada y salida de agua caliente</b>	3/4" NPT
<b>Interruptor requerido</b>	32 A	<b>Auxiliares de recirculación</b>	3u 3/4" NPT
<b>Calibre de cable</b>	10 AWG	<b>REQUIERE</b>	
<b>Dimensiones</b>	1550 X 520 mm	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1 Válvula check 3/4" (Antirretorno).</li> <li>• 1 Llave de paso 3/4" en el ingreso de agua fría</li> <li>• 1 Válvula o tapón de purga (Incluido).</li> <li>• 1 Válvula de alivio/seguridad 1/2" (Incluida).</li> <li>• 1 Desagüe de pared, piso y trampa de agua.</li> <li>• 1 Tanque de expansión (30L)</li> </ul>	
<b>Tiempo de calentamiento</b>	(15°C a 55°C) 1h		
<b>Aislamiento térmico</b>	Poliuretano 50 mm		
<b>Presión hidrosanitaria requerida</b>	30-45 psi		

- Termotanque Juan Álvarez 100 L

**Figura 71**

*Partes del termotanque Juan Álvarez 100 L*

- 1 Entrada de agua fría.
- 2 Ánodo de magnesio (reemplazable).
- 3 Salida de agua caliente.
- 4 Resistencia eléctrica R2 -1500 W.
- 5 Revestimiento de hierro con pintura al horno.
- 6 Aislamiento térmico de poliuretano, 50 mm de espesor inyectado directamente al tanque.
- 7 Lámina reflectante de calor concéntrico.
- 8 Tanque Interno de acero de 2 mm de espesor.
- 9 Bases del tanque para evitar la oxidación.



- 10 Purgador de sedimento.
- 11 Cable eléctrico con 2 metros de largo.
- 12 Resistencia eléctrica R1- 1500 W.
- 13 Breaker de seguridad.
- 14 Foco piloto verde, indica que está conectado a la red eléctrica.
- 15 Foco piloto rojo, indica que está en funcionamiento R1.
- 16 Foco piloto rojo, indica que está en funcionamiento R2.
- 17 Salida de agua al panel solar (opcional).
- 18 Entrada de agua desde el panel solar (opcional).

**Tabla 51**

*Tabla de especificaciones técnicas del termotanque Juan Álvarez*

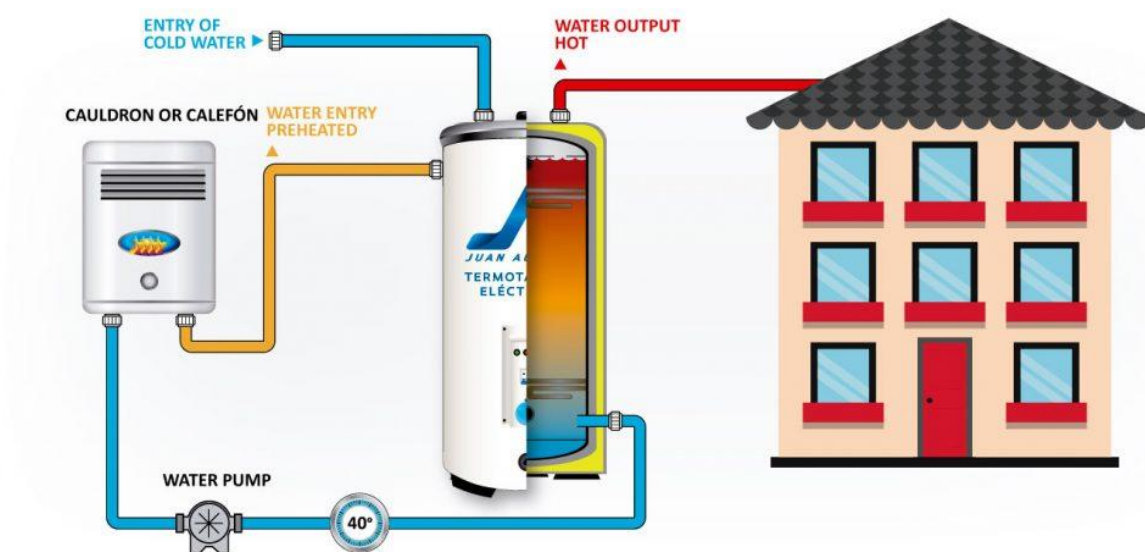
### TERMOTANQUE 100 L.

Agua caliente a 75° con  
Acero Quirúrgico y  
aislamiento térmico

- V** VOLTAJE  
220 V
- W** WATIAJE  
3000 W
- PESO BRUTO**  
132,4 Kg
- CAPACIDAD**  
102 L.
- TEMPERATURA MÁX.**  
75°C
- ANCHO**  
58 cm
- ALTO**  
113 cm

Figura 72

Diagrama del sistema de recirculación del termotanque Juan Álvarez



- Termotanque secundario
  - Termotanque Juan Alvaréz 50 L

Tabla 52

Tabla de especificaciones técnicas del termotanque Juan Álvarez 50 L

### TERMOTANQUE 50 L.

Agua caliente a 75° con Acero Quirúrgico y aislamiento térmico

- V** VOLTAJE  
220 V
- W** WATIAJE  
3000 W
- PESO BRUTO**  
70,54 Kg
- CAPACIDAD**  
50 L.
- TEMPERATURA MÁX.**  
75°C
- ANCHO**  
58 cm
- ALTO**  
72 cm

- Termotanque Radiance SLIM Smart Home 80 L

Figura 73

Ficha técnica del Termotanque radiance Slim 80 L



**TERMO COMPACTO  
ELÉCTRICO  
SLIM 80L**



**radiance**  
CALENTADORES DE AGUA



**Incluye:**

-  2 Anclajes de pared
-  Válvula de alivio / seguridad
-  Control Remoto

- 1** Tamaño compacto y diseño de lujo.
- 2** Tanque interno vitrificado de silicio azul con una larga vida útil.
- 3** Revestimiento térmico de poliuretano de alta eficiencia que ahorra energía.
- 4** Programación de horarios mediante aplicación Smart Life.
- 5** 3 Modos de calentamiento / función eco.
- 6** Accesibilidad al tanque interno para una limpieza profunda.
- 7** Compatible con domicilios que cuentan con baja disponibilidad de carga eléctrica.

**● Ideal para departamentos y casas.**










Especificaciones Técnicas	
Capacidad	80L / 22gal
Voltaje nominal	220 - 240V/2 Fases
Potencia nominal	4.5 kW
Interruptor requerido	32 A
Calibre de cable	10 AWG
Dimensiones	940 X 297 X 562 mm
Tiempo de calentamiento	(15°C a 45 °C) 30min
Tiempo de reposición	(30°C a 45 °C) 15min
Presión hidrosanitaria requerida	30-45 psi

Peso Neto	26.5 Kg	
Rango de temperatura	-30 - 75 °C	
Low Power	Normal Power	Max Power
1.5 kW	3 kW	4.5 kW
<b>REQUIERE</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>- 2 Mangueras de conexión de 1/2" de alto caudal.</li> <li>- 1 Válvula check en el ingreso de agua fría (Incluye).</li> <li>- Punto eléctrico 220VAC monofásica.</li> <li>- 1 Desagüe de pared y piso.</li> <li>- 1 Llave de paso de 1/2" en la tubería de agua fría.</li> </ul>		