

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de sistema de calentamiento de agua usando ciclo de refrigeración

compartido para un hotel

INGE-3109

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Luis Raúl Lara Villamar

Cristhian Andrés Azanza Robalino

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

Agradecimientos

A Dios, por brindarme salud, fortaleza y sabiduría para mantenerme firme en cada etapa de este proceso, incluso en los momentos más exigentes. A mi familia, gracias por ser mi base, a mi hermana Ashley por ser mi motivación diaria y el impulso que me permitió seguir adelante sin rendirme.

A mis amigos Teddy, Andy, Francisco, Andrea, Trosky y Johannes, por su compañía, consejos y apoyo durante mi formación. Gracias por estar presentes en los momentos de esfuerzo y también en los de alegría, aportando ánimo y energía para continuar. En especial a mi amigo Luis con quien he compartido la mayor parte de mi vida académica y a quien he considerado una competencia amistosa que me ha motivado a mejorar constantemente.

A los docentes de FIMCP, por la exigencia académica y la orientación brindada a lo largo de mi carrera, contribuyendo de manera significativa a mi formación profesional y personal.

Cristhian Azanza

Agradecimientos

A Dios, por brindarme salud, fortaleza y sabiduría para culminar esta etapa de mi vida. A mi familia por acompañarme y brindarme su apoyo incondicional a lo largo de mi formación profesional.

A mis amigos Cristhian, Teddy, Andy y Francisco, compañeros con quienes compartí momentos memorables durante la carrera y que hicieron este camino más ameno. En especial, a Cristhian, por su amistad sincera desde el colegio y a lo largo de la universidad, y por estar presente en cada etapa de mi formación. Y a Aleska, por su compañía y motivación durante la elaboración de este trabajo.

Asimismo, expreso mi gratitud a los docentes de la FIMCP por transmitirme sus conocimientos y experiencias. En especial, al Ing. Mario Patiño, por su guía y aporte durante mi formación profesional.

Luis Lara

Declaración Expresa

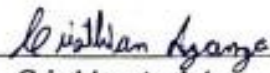
Nosotros, Cristhian Andrés Azanza Robalino y Luis Raúl Lara Villamar, acordamos y reconocemos que:

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, 13 de octubre del 2025.



Cristhian Andrés

Azanza Robalino



Luis Raúl

Lara Villamar

Evaluadores

PhD. Miguel Angel Quilambaqui Jara

Profesor de Materia

PhD. Freddy Xavier Jervis Calle

Tutor de proyecto

Resumen

En este proyecto se diseña un sistema que recupera calor de la línea de descarga de un ciclo de refrigeración con R134a para precalentar agua caliente sanitaria, con el objetivo de reducir la energía aportada por el calentador primario. Se plantea la hipótesis de que el calor residual puede aprovecharse sin afectar la operación del cuarto frío, y se justifica la integración por la demanda simultánea de refrigeración y agua caliente. Para el desarrollo se seleccionaron los componentes y se dimensionó un intercambiador coaxial junto con un tanque de almacenamiento de 250 L. La evaluación se realizó con una simulación transitoria de 24 h en MATLAB, donde se representaron perfiles de consumo y variación de carga. Los resultados mostraron una descarga cercana a 80 °C, una potencia recuperada de 0,67–1,66 kW y una temperatura del tanque de 30–40 °C, reduciendo la energía requerida por el calentador frente al caso sin recuperación. Se concluye que el sistema es técnicamente viable como etapa de precalentamiento y que su conveniencia económica depende del costo de integración y de optimizar condiciones de operación. Palabras clave: recuperación de calor, R134a, intercambiador coaxial, agua caliente sanitaria.

Palabras Clave: Eficiencia energética, recuperación de calor, intercambiador de calor, sostenibilidad, ciclo de refrigeración.

Abstract

In this project, a system is designed to recover heat from the discharge line of an R134a refrigeration cycle to preheat domestic hot water, with the aim of reducing the energy supplied by the primary heater. The hypothesis is that the residual heat can be utilized without affecting cold-room operation, and the integration is justified by the simultaneous demand for refrigeration and hot water. For the project development, the components were selected and a coaxial heat exchanger was sized together with a 250 L storage tank. The evaluation was carried out through a 24 h transient simulation in MATLAB, where consumption profiles and load variations were represented. The results showed a discharge temperature close to 80 °C, a recovered heat rate of 0.67–1.66 kW, and a tank temperature between 30 and 40 °C, reducing the energy required by the heater compared to the case without heat recovery. It is concluded that the system is technically feasible as a preheating stage and that its economic attractiveness depends on the incremental integration cost and on optimizing operating conditions. Keywords: heat recovery, R134a, coaxial heat exchanger, domestic hot water.

Keywords: *Energy efficiency, heat recovery, heat exchanger, sustainability, refrigeration cycle.*

Índice general

Resumen.....	I
Abstract.....	II
Índice general.....	III
Abreviaturas.....	VII
Simbología.....	IX
Índice de figuras.....	XI
Índice de tablas.....	XIII
Índice de planos.....	XV
Capítulo 1.....	1
1.1 Introducción.....	2
1.2 Descripción del Problema.....	3
1.3 Justificación del Problema.....	4
1.4 Objetivos.....	5
<i>1.4.1 Objetivo general.....</i>	<i>5</i>
<i>1.4.2 Objetivos específicos.....</i>	<i>5</i>
1.5 Marco teórico.....	6
<i>1.5.1 Ciclo de refrigeración.....</i>	<i>6</i>
<i>1.5.2 Cuarto de frio.....</i>	<i>8</i>
<i>1.5.3 Recuperación de calor residual.....</i>	<i>10</i>
<i>1.5.4 Intercambiadores de calor.....</i>	<i>12</i>

1.5.5	<i>Sistemas integrados en refrigeración</i>	15
Capítulo 2	19
2.1.	Metodología	20
2.2.	Diagrama de flujo.....	20
2.3.	Área de estudio y evaluación técnica del estado de los sistemas actuales	21
2.4.	Estimación carga térmica	22
2.5.	Carga por transmisión	23
2.5.1.	<i>Carga por cambios de aire</i>	24
2.5.2.	<i>Cargas misceláneas</i>	25
2.5.3.	<i>Carga por producto</i>	26
2.5.4.	<i>Carga Térmica total</i>	27
2.6.	Consideraciones para el sistema de refrigeración	28
2.6.1.	<i>Selección de refrigerante</i>	28
2.6.2.	<i>Consideraciones para el diseño de tuberías</i>	29
2.6.3.	<i>Selección de equipos de refrigeración</i>	30
2.6.4.	<i>Análisis del sistema de refrigeración</i>	33
2.7.	Planteamiento del proceso de diseño para el aprovechamiento del calor rechazado	35
2.7.1.	<i>Alternativas de diseño para el intercambiador de calor</i>	36
2.7.2.	<i>Matriz de decisión para el aprovechamiento del calor rechazado</i>	38
2.7.3.	<i>Consideraciones para el diseño del intercambiador de calor coaxial</i>	40
2.8.	Consideraciones para la selección de tanque de almacenamiento de agua caliente.....	46

2.9. Simulación del sistema combinado	47
2.9.1 Balance energético transitorio del tanque	47
2.9.2 Pérdidas térmicas del tanque de precalentamiento al ambiente	48
2.9.3 Demanda de agua y reposición.....	48
2.10 Modelo térmico del intercambiador coaxial.....	48
2.10.1 Propiedades termodinámicas.....	49
2.10.2 Geometría y formulación de resistencias térmicas.....	49
2.10.5 Integración en la simulación transitoria (24 h)	50
Capítulo 3.....	51
3.1 Resultados técnicos de Equipos de refrigeración	52
3.2 Resultados técnicos del sistema de calentamiento	55
3.2.1 Resultados técnicos del intercambiador coaxial.....	55
3.2.2 Resultados del tanque de precalentamiento de agua	62
3.2.3 Selección de bomba.....	65
3.2.4 Selección de válvulas y sistema de control	65
3.3 Resultados económicos	66
3.4 Resultados del sistema integrado.....	74
3.4.1 Verificación de presión total del sistema integrado	74
3.4.2 Demanda equivalente de agua caliente y caudal representativo para la simulación	75
3.4.3 Resultados de la simulación del sistema integrado	76
3.5 Estudio energético–económico del precalentamiento con recuperación de calor	83

3.5.1 Energía térmica diaria requerida por el calentador primario	84
3.5.2 Balance neto: consumos auxiliares.....	85
3.5.3 Comparativa económica del calentador primario	85
Capítulo 4.....	88
4.1. Conclusiones y recomendaciones.....	89
4.1.1 Conclusiones	89
4.1.2 Recomendaciones	90
Referencias.....	91
Apéndice A	97
Apéndice B.....	105
Apéndice C.....	106

Abreviaturas

ACS	Agua Caliente Sanitaria
AISI	American Iron and Steel Institute
ANSI	American National Standards Institute
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
bar(a)	bar absoluto
BTU	British Thermal Unit (Unidad térmica británica)
CEM	Compatibilidad electromagnética
COP	Coefficient of Performance (Coeficiente de desempeño)
DZR	Dezincification Resistant (resistente a deszincificación)
EVR	Válvula solenoide Danfoss serie EVR
EVU	Válvula solenoide Danfoss serie EVU
FNPT	Female National Pipe Thread
ft ²	pie cuadrado
ft ³	pie cúbico
GPH	Gallons Per Hour (galones por hora)
GLP	Gas Licuado de Petróleo
GWP	Global Warming Potential (Potencial de calentamiento global)
HFC	Hydrofluorocarbon (hidrofluorocarbono)
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning (climatización)
Hz	Hertz
HX	Heat Exchanger (Intercambiador de calor)
IP	Ingress Protection (grado de protección de equipos eléctricos)
kPa	Kilopascal

kW	Kilovatio
kWh	Kilovatio-hora
LCD	Liquid Crystal Display
LWL	Low Water Level
MPY	Milésimas de pulgada por año
MWP	Maximum Working Pressure
NC	Normally Closed (Normalmente cerrada)
NO	Normally Open (Normalmente abierta)
NPT	National Pipe Thread
NRV	Non-Return Valve (válvula de retención)
NSF	National Sanitation Foundation
ODF	Outside Diameter Fitting
ODP	Ozone Depletion Potential (Potencial de agotamiento de ozono)
P&ID	Piping and Instrumentation Diagram
PCI	Poder Calorífico Inferior
PFD	Process Flow Diagram
PLC	Programmable Logic Controller
psi	pound-force per square inch (lbf/in ²)
Re	Reynolds
R134a	Refrigerante Tetrafluoroetano (HFC-134a)
TE	Thermostatic Expansion Valve
TIG	Tungsten Inert Gas
VDI	Verein Deutscher Ingenieure (VDI Heat Atlas)

Simbología

A	Área
C_p	Calor específico a presión constante
D	Diámetro
D_h	Diámetro hidráulico
ΔP	Caída de presión
ΔT	Diferencia de temperatura
Δx	Longitud de un segmento
f	Factor de fricción
f_{geo}	Factor geométrico (correlaciones de transferencia/condensación)
h	Coefficiente convectivo de transferencia de calor
H	Altura manométrica
K	Kelvin (unidad de temperatura)
k	Conductividad térmica
K_v	Coefficiente de caudal de válvula
L	Longitud
\dot{m}	Caudal másico
m	Metro (unidad)
m^3	Metro cúbico (unidad)
m^3/h	Metro cúbico por hora (unidad)
Nu	Número de Nusselt
P	Presión
Pr	Número de Prandtl
Q	Calor
\dot{Q}	Flujo de calor / potencia térmica

Re	Número de Reynolds
T	Temperatura
U	Coefficiente global de transferencia de calor
UA	Conductancia global
v	Velocidad
V	Volumen
\dot{V}	Caudal volumétrico
x	Calidad del refrigerante
ω	Velocidad del flujo (usada en correlaciones)
ρ	Densidad
μ	Viscosidad dinámica
λ	Conductividad térmica (símbolo alterno)
ζ	Coefficiente de pérdida menor
η	Eficiencia

Índice de figuras

Figura 1	6
Figura 2	8
Figura 3	9
Figura 4	11
Figura 5	13
Figura 6	14
Figura 7	15
Figura 8	16
Figura 9	17
Figura 10	18
Figura 11	20
Figura 12	21
Figura 13	22
Figura 14	31
Figura 15	32
Figura 16	32
Figura 17	33
Figura 18	53
Figura 19	54
Figura 20	62
Figura 21	75
Figura 22	77
Figura 23	79
Figura 24	81

Figura 25	83
Figura 26	97
Figura 27	98
Figura 28	99
Figura 29	100
Figura 30	101
Figura 31	102
Figura 32	103
Figura 33	104

Índice de tablas

Tabla 1	10
Tabla 2	23
Tabla 3	24
Tabla 4	25
Tabla 5	26
Tabla 6	27
Tabla 7	30
Tabla 8	39
Tabla 9	52
Tabla 10	53
Tabla 11	54
Tabla 12	55
Tabla 13	56
Tabla 14	61
Tabla 15	63
Tabla 16	64
Tabla 17	66
Tabla 18	67
Tabla 19	68
Tabla 20	69
Tabla 21	71
Tabla 22	72
Tabla 23	73
Tabla 24	105

Tabla 25	105
----------------	-----

Índice de planos

Plano 1	106
Plano 2	107
Plano 3	108
Plano 4	109
Plano 5	110
Plano 6	111
Plano 7	112
Plano 8	113
Plano 9	114
Plano 10	115

Capítulo 1

1.1 Introducción

El consumo energético en Ecuador es un problema que afecta a varios sectores. Refiriéndose al sector turístico en concreto, cuyo crecimiento impulsa la necesidad de mantener servicios básicos 24/7. La demanda energética ha alcanzado un pico histórico, para mayo del 2025 fue de 5110 MW y se estimada que para finales del año podría llegar a ser de 5170 MW (CENACE, s.f.). Hasta el momento la demanda se ha podido satisfacer debido a las fuertes lluvias que mantienen llenos los embalses que abastecen al Complejo Paute Integral (Mazar, Paute y Sopladora). Luego de la crisis energética del 2024, el país podría enfrentarse a un déficit energético de hasta 1000 MW frente a una demanda media estimada de 4200 MW durante el próximo estiaje.

Para el 2024 el sector turístico se vio afectado en gran parte por los apagones ocasionados por la crisis energética. La cámara comercial de turismo reporta que las tasas de empleo se redujeron un 50%, y el consumo en hoteles y restaurantes disminuyó un 15%. Las interrupciones eléctricas complican el funcionamiento de numerosos hoteles, sobre todo en zonas rurales con infraestructura limitada. La ausencia de suministro eléctrico impacta directamente en servicios fundamentales como la calefacción, el aire acondicionado y el acceso a internet, indispensables para los visitantes extranjeros. Una de las pocas soluciones inmediatas es la reducción del consumo energético, especialmente en sectores residenciales, comerciales e industriales.

El presente proyecto propone la implementación de un sistema de refrigeración compartido en un cuarto frío de un hotel, aprovechando el calor residual para el calentamiento de agua, la cual se utiliza diariamente en las habitaciones para duchas, cocinas y demás actividades. La implementación del cuarto frío supone un reemplazo de electrodomésticos tales como neveras y refrigeradores, los cuales se utilizan para mantener alimentos tales como proteínas, vegetales, frutas, lácteos y derivados. De esta forma se mitiga la necesidad de la adquisición y consumo de varias neveras, las cuales generan un consumo excesivo de energía y dinero. Por otro lado, se plantea integrar un sistema de recuperación del calor residual del ciclo de refrigeración, por medio

de un intercambiador de calor, el cual calentará agua almacenada en un termo tanque para posteriormente distribuirla a través del hotel, minimizando así el consumo de electricidad y combustible en los métodos tradicionales de calentamiento de agua.

Se espera posicionar este proyecto como una alternativa eficiente, económica y competitiva frente a los sistemas tradicionales aplicados para refrigeración de alimentos y calentamiento de agua, se busca desarrollar una solución que no solo disminuya gastos económicos, sino también que fomente la reducción de demanda de electricidad frente a una posible crisis energética a nivel nacional, contribuyendo al uso eficiente de los recursos energéticos del país.

1.2 Descripción del Problema

En el Club Hotel Ida María, ubicado en la ciudad de Santo Domingo de los Colorados, existe una demanda constante de agua caliente sanitaria para las habitaciones, así como la necesidad de un único sistema de refrigeración destinado a la conservación de alimentos en su cafetería. Actualmente, estos equipos térmicos operan de forma independiente, empleando un calentador de agua a combustión y varios equipos de enfriamiento para la preservación de productos alimenticios. Estos últimos, durante su funcionamiento, liberan al ambiente una cantidad considerable de energía térmica residual proveniente del condensador. Dicho calor, que normalmente se disipa sin ser aprovechado, representa una pérdida energética significativa dentro de las instalaciones del hotel. La falta de integración entre ambos sistemas ocasiona un alto consumo eléctrico, elevando los costos operativos y disminuyendo la eficiencia global del establecimiento. Además, la existencia de múltiples unidades de refrigeración incrementa el impacto ambiental debido al uso intensivo de energía. En este contexto, surge la necesidad de diseñar un sistema integrado de recuperación térmica que permita aprovechar el calor rechazado por un único circuito de refrigeración para el calentamiento de agua, logrando así una reducción

del consumo energético total, una disminución de la huella de carbono y una mejora en la eficiencia térmica del hotel.

1.3 Justificación del Problema

El desarrollo de un sistema de calentamiento de agua mediante la recuperación del calor residual del ciclo de refrigeración representa una alternativa eficiente, económica y sostenible para el hotel y, por extensión, para el sector hotelero en Ecuador. Esta solución permite reutilizar la energía térmica que se libera al ambiente, reduciendo el consumo eléctrico o de combustible asociado a los calentadores convencionales y optimizando el desempeño energético de las instalaciones. Desde una perspectiva económica, la integración de un único sistema de refrigeración con el sistema de calentamiento contribuye a disminuir los costos operativos y mejorar la rentabilidad del servicio hotelero mediante un menor gasto energético a mediano plazo. En el ámbito ambiental, el proyecto aporta a la sostenibilidad y a la mitigación del cambio climático, al reducir las emisiones indirectas de CO₂ y promover el uso responsable de la energía. Asimismo, desde el punto de vista académico y tecnológico, el diseño de este sistema aplica conocimientos fundamentales de termodinámica, transferencia de calor y diseño de sistemas térmicos, fortaleciendo la formación profesional en Ingeniería Mecánica y fomentando el desarrollo de soluciones innovadoras replicables en otros establecimientos del país. En conjunto, la propuesta no solo ofrece beneficios técnicos y económicos, sino que también impulsa el cumplimiento de los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) relacionados con la energía asequible, la producción responsable y la acción por el clima.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar un sistema integrado para la recuperación del calor residual del ciclo de refrigeración de un hotel y su aplicación al calentamiento de agua, con enfoque en eficiencia energética y reducción de costos operativos.

1.4.2 Objetivos específicos

- Seleccionar los componentes esenciales del sistema de refrigeración y calentamiento de agua, junto con su representación modelada.
- Modelar el funcionamiento de los elementos que conforman el sistema, considerando las interconexiones y los requerimientos estructurales para su instalación.
- Diseñar el intercambiador de calor destinado al aprovechamiento energético entre el sistema de refrigeración y el sistema de agua caliente, además del sistema de control asociado.
- Realizar un estudio energético y económico del sistema propuesto en comparación con alternativas existentes, considerando su factibilidad constructiva según la disponibilidad local de insumos.

1.5 Marco teórico

1.5.1 Ciclo de refrigeración

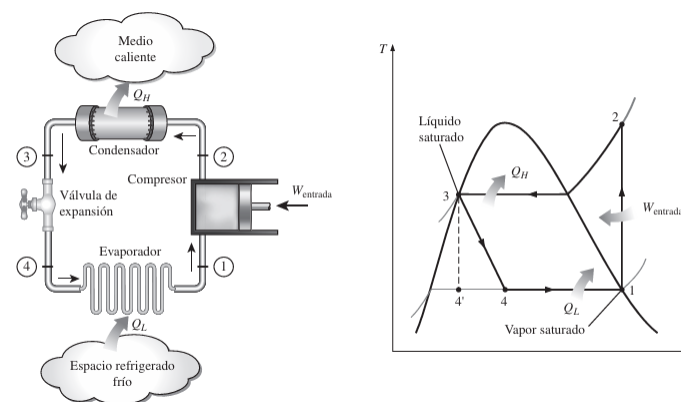
La refrigeración es un proceso mediante el cual se busca extraer el calor de un producto o espacio para disminuir y mantener su temperatura con respecto a la temperatura del ambiente (Cengel & Boles, 2010).

Existen dos principales tipos de sistemas de refrigeración: por compresión y por absorción. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor (Figura 1) es el más usado en refrigeradores, sistemas de aire y bombas de calor, se compone idealmente de cuatro procesos principales:

- Compresión isentrópica en un compresor
- Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- Absorción de calor a presión constante en un evaporador

Figura 1

Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor



Nota. Ilustración tomada de (Cengel & Boles, 2010).

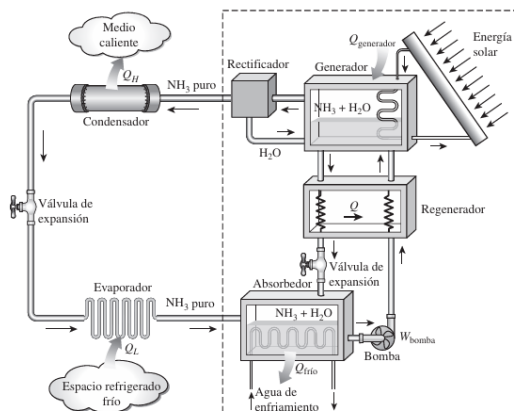
Los cuatro equipos integrados en el ciclo de refrigeración son dispositivos de flujo estacionario, por ende, los procesos que integran el ciclo se pueden analizar como procesos de flujo estacionario. Considerando también que la variación de energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en comparación a magnitudes de trabajo y transferencia de calor. El COP (coeficiente de desempeño) de refrigeradores puede expresarse como:

$$COP = \frac{Q_l}{W_{neto,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.1)$$

El ciclo de refrigeración por absorción (Figura 2) es un proceso en el cual se utilizan dos líquidos y una cierta cantidad de entrada de calor para producir la refrigeración. Este ciclo está compuesto de tres etapas: condensación, evaporación y expansión. El principio de funcionamiento es similar al ciclo de compresión, la diferencia radica en que se sustituye el compresor por un mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, una válvula y un rectificador. El refrigerante absorbe calor al evaporarse y luego se condensa para recomenzar el ciclo, el ciclo se cierra mediante la absorción del refrigerante por un medio de transporte y posterior la separación de la disolución por medio del calor para recomenzar el ciclo (Cengel & Boles, 2010).

Figura 2

Esquema y diagrama T-s para un Ciclo de refrigeración por absorción



Nota. Ilustración tomada de (Cengel & Boles, 2010).

1.5.2 Cuarto de frío

Un cuarto frío, o instalación de almacenamiento en frío, hace referencia a una edificación diseñada para mantener condiciones de almacenamiento controladas a temperaturas muy bajas mediante equipos de refrigeración. Estos espacios se emplean para la conservación de productos alimenticios perecederos durante largos períodos de tiempo (Yadav, 2010).

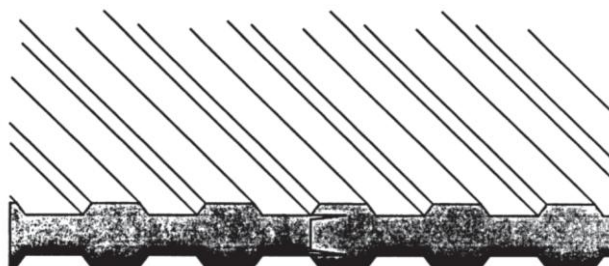
1.5.2.1 Carga térmica. La carga térmica del sistema corresponde al calor total que debe ser removido por el sistema de refrigeración (Carneiro et al., 2017). Según Hmida et al. (2019), las principales fuentes de calor a considerar son las tasas de transferencia de calor a través de las paredes, el techo y el suelo que rodean el espacio refrigerado; las infiltraciones de aire; los productos almacenados; los equipos como ventiladores o luminarias; y las personas que trabajan dentro del cuarto.

1.5.2.2 Paneles para paredes y techo. Las paredes empleadas en los cuartos fríos generalmente están construidas con un sistema tipo sándwich (Figura 3), donde el material aislante —normalmente poliuretano, isocianurato u otro material térmicamente resistente— se encuentra adherido entre dos revestimientos metálicos corrugados.

Existe una variedad de espesores de paneles estándar (Figura 3), mientras que las longitudes pueden variar según los requerimientos del cliente (Tabla 1) (Stoecker, 1998).

Figura 3

Paneles comúnmente empleados en cuartos de frío



Nota. Extraído de (Stoecker, 1998).

Tabla 1

Resistencias térmicas y aplicaciones recomendadas de paneles prefabricados para paredes y techos

Espesor mm (pulgadas)	Resistencia térmica $m^2 \cdot K/W$ ($hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F/Btu$)	Temperatura recomendada para la aplicación
50 (2)	2.92 (16.6)	Ambient
75 (3)	3.66 (20.8)	Down to $0^\circ C$ ($32^\circ F$)
100 (4)	5.87 (33.3)	Down to $-29^\circ C$ ($-20^\circ F$)
125 (5)	7.33 (41.6)	Down to $-45^\circ C$ ($-50^\circ F$)
150 (6)	8.81 (50.0)	Down to $-57^\circ C$ ($-70^\circ F$)

Nota. Extraído de (Stoecker, 1998).

1.5.2.3 Temperaturas de diseño Unos parámetros esenciales en el cálculo de la carga térmica del sistema de refrigeración son las temperaturas de diseño. La temperatura interior depende del tipo de producto almacenado o de la actividad desarrollada dentro del espacio refrigerado, mientras que la temperatura exterior está determinada por las condiciones climáticas de la localidad.

Dado que la carga máxima de refrigeración suele presentarse durante los períodos de mayor temperatura ambiental, se utilizan las temperaturas de diseño correspondientes a la estación de verano (Stoecker, 1998).

1.5.3 Recuperación de calor residual

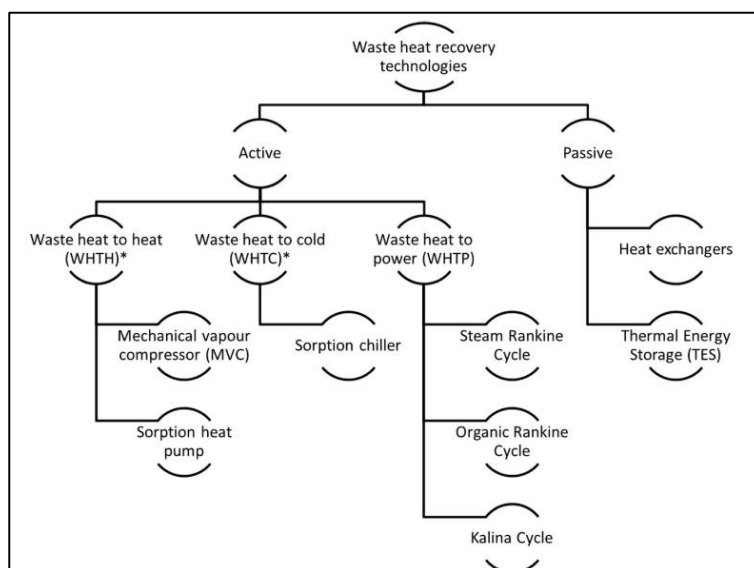
El calor residual se considera toda forma de energía térmica, tanto latente como sensible, que no es aprovechada en un determinado sistema. Los hornos, las aguas residuales de procesos como secado, lavado o enfriamiento, los sistemas de refrigeración, los motores o el aire de escape de las naves industriales son considerados fuentes de calores residuales (de Beer, 1998).

Los sistemas de recuperación de calor residual permiten obtener de manera óptima el calor rechazado de un proceso industrial. Estos sistemas dependen del grado de pérdida de calor, clasificado en alta, media y baja temperatura. El aprovechamiento de calor en altas temperaturas, mayores a 400 °C, proviene normalmente de procesos de combustión directa. El de media temperatura, entre 100 a 400 °C, procede de los gases de escape de las unidades de combustión. Finalmente, el de baja temperatura, menor a 100 °C, se obtienen de productos, partes o equipos de ciertas unidades de proceso (Jouhara et al., 2018).

En el estudio de Brückner et al., (2015), las tecnologías empleadas para la recuperación de calor residual se clasifican en activas y pasivas (Figura 4). Las activas se utilizan directamente a la misma o a una menor temperatura, o pueden transformarse en otra forma de energía; mientras que las pasivas se emplean para reciclar o reutilizar el calor con el fin de calentar o precalentar otros procesos dentro de la misma industria. En general la energía recuperada reemplaza la necesidad de cierta parte de la demanda total de energía de una instalación (Woolley et al., 2018).

Figura 4

Clasificación de tecnologías de recuperación de calor



Nota. La figura muestra una clasificación de las tecnologías empleadas en la recuperación del calor residual, donde se mencionan las tecnologías más conocidas y empleadas según la necesidad. Tomado de Brückner et al., (2015),

1.5.4 Intercambiadores de calor

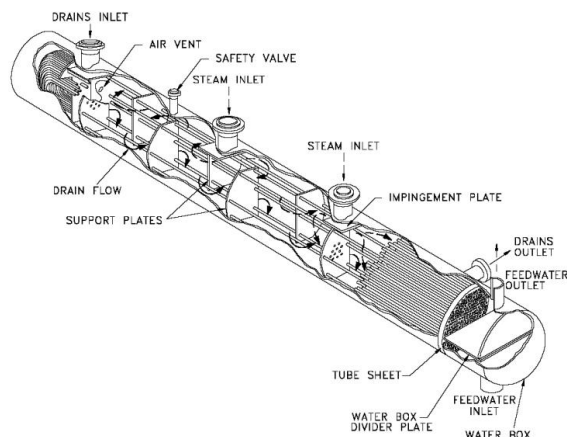
Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten la transferencia de calor de un lugar a otro de manera específica en una determinada aplicación. La transferencia de energía térmica se siempre desde una fuente o un fluido a alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura (Jaramillo, 2007).

Existen varios tipos de intercambiadores de calor según su construcción.

1.5.4.1 Tubo y Coraza. Conformado por un conjunto de tubos ubicación dentro de un contenedor llamado coraza o carcasa (Figura 5). El flujo del fluido que pasa por el interior de los tubos se denomina flujo interno y el que fluye en el interior de la carcasa se denomina fluido externo. Cuando los fluidos de trabajo presentan una gran diferencia de presión, el fluido con mayor presión fluye dentro de los tubos, mientras que el fluido con menor presión fluye del lado de la carcasa. Esto se debe a fines económicos, los tubos del intercambiador de calor se pueden fabricar para soportar presiones más altas que la carcasa del cambiador con un costo mucho más bajo (Jaramillo, 2007).

Figura 5

Intercambiador de calor de tubos y coraza



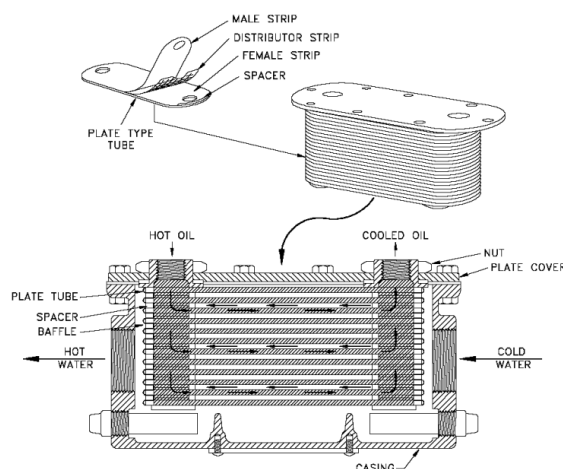
Nota. La figura muestra la composición de un intercambiador de calor de tubo y coraza señalizando sus partes más importantes. Tomada de Jaramillo, (2007).

1.5.4.1 Placas. Dispositivo conformado por una estructura de placas metálicas, generalmente corrugadas y montadas a presión (Figura 6). Los fluidos calientes y fríos se alternan entre cada una de las placas. Esta configuración favorece un régimen de flujo altamente turbulento y proporciona una elevada superficie específica de intercambio térmico, lo que se traduce en altos coeficientes globales de transferencia de calor. En consecuencia, a igualdad de área de intercambio, los intercambiadores de placas suelen presentar una mayor eficiencia térmica que los intercambiadores de tubo y coraza, permitiendo diseños más compactos para una misma capacidad de transferencia de calor.

No obstante, debido a las limitaciones asociadas a la confiabilidad de los sellos en las juntas y a la capacidad de soportar presiones elevadas, este tipo de intercambiador se emplea principalmente en aplicaciones donde las presiones de operación son moderadas. En sistemas de refrigeración y procesos industriales que requieren mayor robustez mecánica y operación continua bajo condiciones exigentes, los intercambiadores de tubo y coraza continúan siendo una alternativa ampliamente utilizada (Jaramillo, 2007).

Figura 6

Intercambiador de placas



Nota. La figura muestra la composición de un intercambiador de calor, indicando el paso de los fluidos y las partes más representativas. Tomada de Jaramillo, (2007).

1.5.4.1 Coaxial. El intercambiador de calor tipo coaxial es un dispositivo formado por dos tubos concéntricos, donde uno de los fluidos circula por el tubo interior y el otro lo hace por el espacio anular, permitiendo la transferencia de calor entre ambos sin que exista mezcla directa (Figura 7). Esta configuración ofrece una elevada superficie específica de intercambio en un volumen reducido, lo que se traduce en una buena eficiencia térmica y un diseño compacto adecuado para aplicaciones de refrigeración, bombas de calor y recuperación de calor residual. Además, la geometría coaxial contribuye a reducir el riesgo de fugas entre circuitos y facilita la instalación en sistemas de climatización y equipos HVAC, donde se requiere un control estable de la temperatura y una operación continua bajo condiciones variables de caudal y carga térmica (Jiangsu Yuanzhuo Equipment Manufacturing CO., LTD, 2023).

Figura 7

Intercambiador coaxial



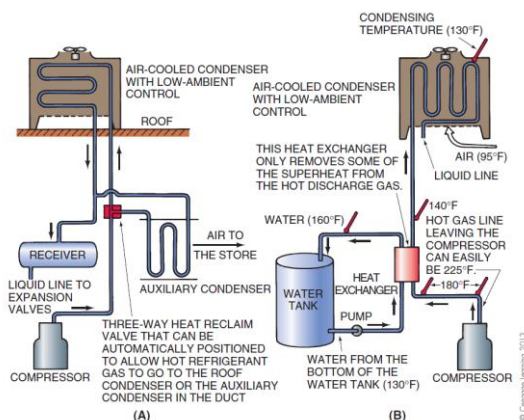
Nota. La figura muestra la composición de un intercambiador de calor, indicando el paso de los fluidos y las partes más representativas. Tomada de Jiangsu Yuanzhuo Equipment Manufacturing CO., LTD, (2023).

1.5.5 Sistemas integrados en refrigeración

Según Whitman et al. (2013), cuando se requiere la integración de un sistema de recuperación de calor al sistema de refrigeración, es común el uso de una válvula de tres vías que se activa mediante un solenoide accionado por un piloto. Es decir, esta válvula utiliza las presiones del sistema para mover su mecanismo interior una vez que el solenoide es activado (Figura 8). Una aplicación de esta válvula se da cuando hay demanda de calor, permitiendo el paso del gas caliente de la línea de descarga hacia un condensador auxiliar o una bobina de recuperación de calor. Cuando el calor recuperado no es suficiente, se acciona el equipo de calentamiento principal, que podría ser un horno de combustión, un calentador eléctrico o una bomba de calor.

Figura 8

Reutilización del calor de la línea de descarga en un sistema de refrigeración



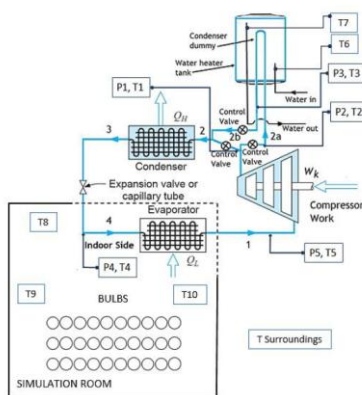
Nota. (A) Extracción de calor para un condensador auxiliar, (B) Extracción de calor para calentar agua

Extraído del libro Whitman et al. (2013).

En este sentido, la integración de sistemas térmicos ha cobrado importancia como estrategia para optimizar el uso de la energía disponible en los ciclos de refrigeración. Un ejemplo de esta tendencia es el estudio desarrollado por Aziz et al. (2020), donde se evaluó el desempeño de un sistema de aire acondicionado con recuperación de calor para el calentamiento de agua (Figura 9), empleando un condensador helicoidal tipo trombone con distintas longitudes y diámetros de tubería. Los parámetros analizados fueron la capacidad de enfriamiento, el coeficiente de desempeño (COP), la potencia del compresor y la temperatura del ambiente. A partir de la variación de la carga térmica en el cuarto de estudio, se determinó la mejor combinación de dimensiones en el condensador helicoidal, confirmando la viabilidad de utilizar el calor residual para reducir el consumo eléctrico respecto a los calentadores convencionales.

Figura 9

Diagrama Esquemático de aire acondicionado con fuente de aire y calentador de agua

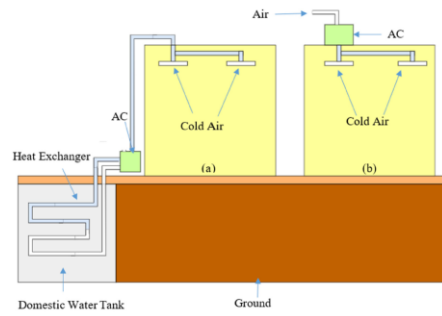


Nota. Extraído de Aziz et al. (2020)

De forma complementaria, Almasri et al. (2022) propusieron mejorar la eficiencia energética y reducir el consumo eléctrico de los sistemas de aire acondicionado en regiones cálidas como la de Arabia Saudita. Este estudio forma parte de las estrategias que buscan disminuir el consumo eléctrico de estos sistemas, específicamente mediante la reducción de la diferencia de temperatura entre el ambiente exterior y el interior, al colocar la bobina externa del equipo en un entorno más favorable para la transferencia de calor. Para ello, se empleó un tanque de agua subterráneo doméstico como sumidero térmico del condensador (Figura 10). Las pruebas realizadas bajo distintas cargas térmicas demostraron una reducción de hasta un 28 % en el consumo eléctrico y un incremento del 39 % en el coeficiente de desempeño (COP).

Figura 10

Esquemáticos de los sistemas de aire acondicionado empleando fuente de agua subterránea y aire



Nota. Obtenido de Almasri et al. (2022)

Capítulo 2

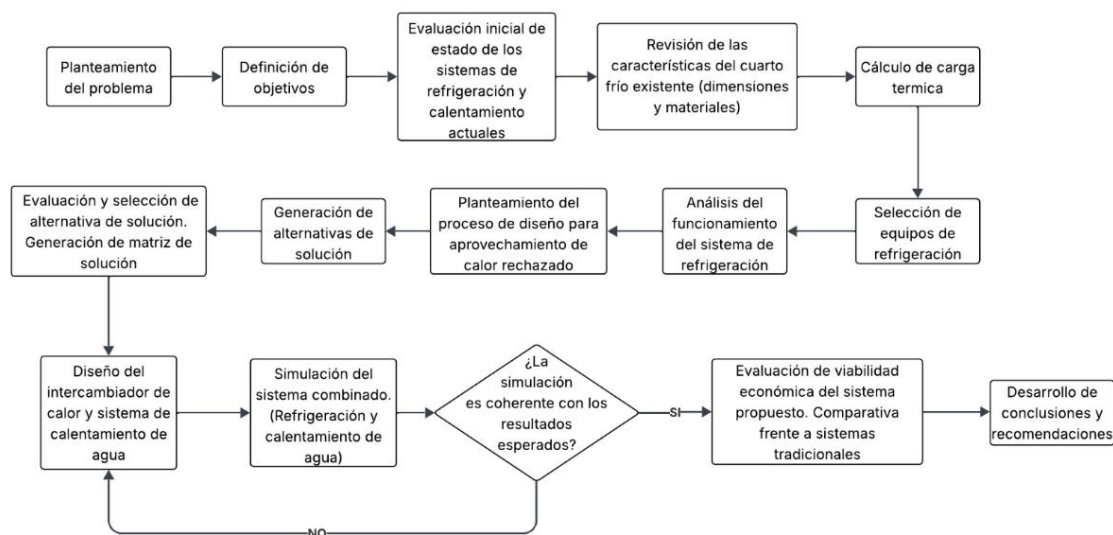
2.1. Metodología

En este capítulo se presenta la metodología empleada para el diseño del sistema integrado de refrigeración y calentamiento de agua, basado en el aprovechamiento del calor residual contenido en la línea de descarga del compresor. Este principio se sustenta en investigaciones previas que han demostrado la viabilidad de recuperar energía térmica del gas refrigerante antes de su ingreso al condensador, como lo proponen Almasri et al. (2022) y Aziz et al. (2020) en sistemas de climatización domésticos. La metodología comprende la evaluación del estado actual de los sistemas térmicos del hotel, la formulación de alternativas de diseño, la selección de la opción más adecuada, la aplicación de normas y códigos técnicos pertinentes, y la realización de cálculos y simulaciones destinadas a validar el desempeño del sistema propuesto (Figura 11).

2.2. Diagrama de flujo

Figura 11

Diagrama de flujo con las distintas etapas en el desarrollo del sistema combinado



2.3. Área de estudio y evaluación técnica del estado de los sistemas actuales

La zona de estudio fue la zona de cocina del Club Hotel Ida María, ubicado en Santo Domingo (0°15'06.2"S 79°09'52.9"W), (Figura 12), se ubica en una zona tropical húmeda, en los flancos externos de la cordillera de los Andes. Cuenta con un área total de 3523 Km² y una altitud de 656 m.s.n.m, su temperatura media es de 22,9 grados centígrado, las precipitaciones anuales se encuentran entre 3000 a 4000 mm, la humedad relativa es de aproximadamente 90%. En verano la temperatura puede llegar de 18 a 33 grados, mientras que en invierno de 23 a 34 grados (Chauca, 2020).

Figura 12

Ubicación del área de estudio



Nota. Elaboración propia

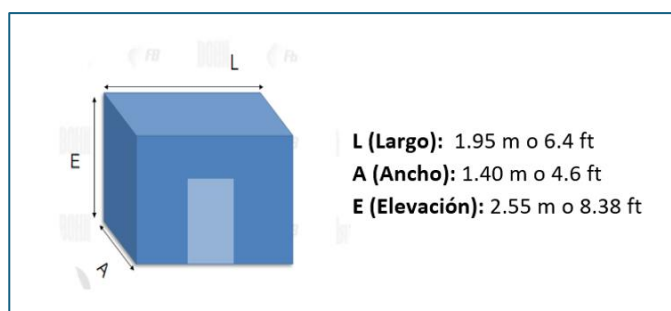
Se identificó que el establecimiento contaba con un cuarto frío previamente construido, diseñado para el almacenamiento de alimentos empleados para la alimentación de los huéspedes, dicho espacio aún no contaba con un sistema de refrigeración por lo que se deberá realizar la selección adecuada del mismo. Por el momento se conserva los alimentos en refrigeradores independientes. Por otro lado, el calentamiento de agua para las habitaciones se realizaba mediante un calefón de gas.

2.4. Estimación carga térmica

La carga térmica del cuarto se estimó de acuerdo con el procedimiento descrito en el Manual de Ingeniería de BOHN (2005). Las medidas del cuarto frío existente se muestran en la Figura 13. Las paredes y el techo están constituidos por paneles tipo sándwich de 4 pulgadas de espesor, con núcleo de poliuretano expandido y recubrimiento metálico galvanizado, lo que asegura un adecuado aislamiento térmico y una baja transmisión de calor.

Figura 13

Dimensionamiento del cuarto frío del hotel



En general nos encontramos con cuatro fuentes de calor principales que son: cargas por transmisión, por cambios de aire, misceláneas y por producto.

2.5. Carga por transmisión

Para obtener la ganancia de calor por los muros, pisos y techos se empleó la ecuación de transmisión de calor de un material:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

Donde:

q : Ganancia de calor (BTU/h)

U : Coeficiente total de transmisión de calor (BTU/h ft² °F)

A : Área de la sección exterior (ft²)

ΔT : Diferencia entre la temperatura del aire exterior y la temperatura del aire del espacio refrigerado (°F)

A partir de la Tabla 2 se obtiene los factores por transmisión para poliuretano de espesor 4 pulgadas y para el piso de concreto de 6 pulgadas siendo estos 0.04 (BTU/h ft² °F) y 0.21 (BTU/h ft² °F) respectivamente.

Tabla 2

Tabla de factores de cálculo rápido para transmisión de calor

<i>Factores de cálculo rápido para transmisión de calor</i>	
<i>Factor U Poliuretano 2" = 0.07</i>	<i>Factor U Plancha de concreto 4" = 0.31</i>
<i>Factor U Poliuretano 4" = 0.04</i>	<i>Factor U Plancha de concreto 6" = 0.21</i>
<i>Factor U Poliuretano 6" = 0.02</i>	

Nota. Obtenido del manual de BOHN

La temperatura del aire exterior que se consideró fue de 90 F y la temperatura de diseño de la cámara de 35 F. Para la ganancia en el piso del cuarto frío, se aplica una corrección de 40 °F porque el subsuelo es más frío que el ambiente, según la práctica estándar de BOHN.

2.5.1. Carga por cambios de aire

También llamada carga por infiltración es la ganancia de calor debido al ingreso de cierta cantidad de aire exterior caliente al cuarto frío al abrir la puerta de la misma.

Se lo obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$Carga_{infiltracion} = V \cdot C \cdot A \quad (2.2)$$

Donde:

V : volumen del cuarto frío (ft³)

C : Cambios de aire promedio en 24 horas

A : Calor removido del aire de enfriamiento (BTU/ft³)

La Tabla 3 muestra los cambios de aire para cuartos de almacenamiento en función del volumen del cuarto

Tabla 3

Cambios de aire promedio en 24hrs para cuartos de almacenamiento arriba de 32°F (0°C) debió a la apertura de puertas e infiltración.

Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.
200	44.0	2,000	12.0	25,000	3.0
250	38.0	3,000	9.5	30,000	2.7
300	34.5	4,000	8.2	40,000	2.3
400	29.5	5,000	7.2	50,000	2.0
500	26.0	6,000	6.5	75,000	1.6
600	23.0	8,000	5.5	100,000	1.4
800	20.0	10,000	4.9	150,000	1.2
1,000	17.5	15,000	3.9	200,000	1.1
1,500	14.0	20,000	3.5	300,000	1.0

Nota. Obtenido del manual de BOHN

Tabla 4*Calor removido del aire de enfriamiento*

Temperatura del cuarto de almacenamiento		Temperatura del aire exterior											
		40°F (4.4°C)		50°F (10°C)		85°F (29.4°C)		90°F (32.2°C)		95°F (35°C)		100°F (37.8°C)	
°F	°C	Humedad Relativa del Aire Exterior, %											
		70	80	70	80	50	60	50	60	50	60	50	60
55	12.8	—	—	—	—	1.12	1.34	1.41	1.66	1.72	2.01	2.06	2.44
50	10.0	—	—	—	—	1.32	1.54	1.62	1.87	1.93	2.22	2.28	2.65
45	7.2	—	—	—	—	1.50	1.73	1.80	2.06	2.12	2.42	2.47	2.86
40	4.4	—	—	—	—	1.69	1.92	2.00	2.26	2.31	2.62	2.67	3.05
35	1.7	—	—	0.36	0.41	1.86	2.09	2.17	2.43	2.49	2.79	2.85	3.24
30	-1.1	0.24	0.29	0.58	0.66	2.00	2.24	2.26	2.53	2.64	2.94	2.95	3.35
25	-3.9	0.41	0.45	0.75	0.83	2.09	2.42	2.44	2.71	2.79	3.16	3.14	3.54
20	-6.7	0.56	0.61	0.91	0.99	2.27	2.61	2.62	2.90	2.97	3.35	3.33	3.73
15	-9.4	0.71	0.75	1.06	1.14	2.45	2.74	2.80	3.07	3.16	3.54	3.51	3.92
10	-12.2	0.85	0.89	1.19	1.27	2.57	2.87	2.93	3.20	3.29	3.66	3.64	4.04
5	-15.0	0.98	1.03	1.34	1.42	2.76	3.07	3.12	3.40	3.48	3.87	3.84	4.27
0	-17.8	1.12	1.17	1.48	1.56	2.92	3.23	3.28	3.56	3.64	4.03	4.01	4.43
-5	-20.6	1.23	1.28	1.59	1.67	3.04	3.36	3.41	3.69	3.78	4.18	4.15	4.57
-10	-23.3	1.35	1.41	1.73	1.81	3.19	3.49	3.56	3.85	3.93	4.33	4.31	4.74
-15	-26.1	1.50	1.53	1.85	1.92	3.29	3.60	3.67	3.96	4.05	4.46	4.42	4.86
-20	-28.9	1.63	1.68	2.01	2.00	3.49	3.72	3.88	4.18	4.27	4.69	4.66	5.10
-25	-31.7	1.77	1.80	2.12	2.21	3.61	3.84	4.00	4.30	4.39	4.80	4.78	5.21
-30	-34.4	1.90	1.95	2.29	2.38	3.86	4.05	4.21	4.51	4.56	5.00	4.90	5.44

Nota. Obtenido del manual de BOHN

Este tipo de carga representa una fuente considerable de ganancia de calor para el sistema. Con la expresión anterior se obtiene un valor aproximado realizando las interpolaciones adecuadas. Sin embargo, debido a que las tablas no contemplan exactamente las condiciones ambientales del sitio, y considerando que la infiltración de aire presenta una alta incertidumbre en función de la humedad exterior y de la frecuencia de apertura de la puerta —la cual será muy recurrente por tratarse de un hotel—, esta carga se incrementó en un 25 % para representar condiciones reales de operación. Este ajuste sigue las recomendaciones presentadas por Gantep University (s.f.), donde se sugiere aumentar entre 20 % y 35 % la infiltración debido a su alta variabilidad.

2.5.2. Cargas misceláneas

Es conocido que la mayoría de la carga térmica proviene de las ganancias a través de las paredes, infiltraciones y productos almacenados. Existen fuentes de calor que no deben dejarse pasar desapercibidas como cargas por iluminación, motores y ocupación (Personal trabajando en el área refrigerado). Para nuestros cálculos se considerará únicamente carga por iluminación por las dimensiones de la cámara del lugar de estudio.

Para esta pérdida se empleará la expresión de $1 \text{ watt/pie}^2 \times 24 \text{ horas} \times 3.42 \text{ BTU/watt}$

2.5.3. Carga por producto

Abarca el calor que se extrae del producto almacenados que ingresan con una temperatura más alta que la de la cámara. Se considera un grupo típico de productos que se emplearan para el almacenamiento habitual en las cámaras de frío, tales como, carnes, lácteos y derivados, embutidos, frutas y verduras (Tabla 5). A excepción de los productos cárnicos cuya temperatura de ingreso es de 50 °F, los demás productos se considera una temperatura de ingreso de 75 °F.

Se emplea la fórmula:

$$Carga_{producto} = P \cdot CEAPC \cdot \Delta T \quad (2.3)$$

Donde:

P: Peso de productos a refrigerar (lb)

CEAPC: Calor específico arriba del punto de congelación del producto a refrigerar (BTU/lb/°F)

ΔT : Diferencia entre la temperatura del producto a refrigerar y la temperatura del aire del espacio refrigerado (°F)

Tabla 5

Requerimientos y propiedades de almacenamiento para productos perecederos

Mercancia	Condiciones de Almacenamiento			Punto de Congelación más alto °F	Calor Especifico Arriba del punto de congelación BTU / Lb / °F	Calor Especifico Abajo del punto de congelación BTU / Lb / °F	Calor Latente de Fusión BTU / Lb	Densidad Aprox. de la Carga del Producto Lb / pie ³
	Temp. Almacenamiento °F	Humedad Relativa %	Vida* Aprox. de Almacenamiento					
Manzanas	30-40	90	3-8 meses	29.3	0.87	0.45	121	28
Espárragos	32-36	95	2-3 semanas	30.9	0.94	0.48	134	25
Aguacates	45-55	85-	2-4 semanas	31.5	0.72	0.40	94	19
Plátanos	55-65	85-95	-	30.6	0.80	0.42	108	-
Habas	-	-	-	30.1	0.73	0.40	40	-
Secas	-	-	-	-	0.30	0.24	-	-
Frijol verde(ejote)	40-45	90-95	7-10 días	30.7	0.91	0.47	128	14
Lima	32-40	90	1 semana	31.0	0.73	0.40	94	-
Cerveza barril	35-40	-	3-8 semanas	28.0	0.92	-	129	-
Botellas, latas	35-40	65 o abajo	3-6 meses	28.0	0.92	-	129	-
Remolacha, residuos	32	95-100	4-6 meses	30.1	0.90	0.46	126	23
Zarzamora	31-32	95	3 días	30.5	0.88	0.46	122	19
Pan	-	-	1-3 meses	16 a 20	0.70	0.34	46-53	-
Masa	35-40	85-90	3-72 horas	-	0.75	-	-	-
Brocoli brotado	32	95	10-14 días	29.0	0.92	0.47	130	13
Coles brotando	32	95	3-5 semanas	30.5	0.88	0.46	122	-
Col(Col mariposa)	32	95-100	3-4 meses	30.4	0.94	0.47	132	17
Zanahoria madura	32	95-100	5-9 meses	29.5	0.90	0.46	126	22
Coliflor	32	95	2-4 semanas	29.0	0.93	0.47	132	16
Apio	32	95	1-2 meses	31.1	0.95	0.48	135	30
Cereza agria	31-32	90-95	3-7 días	29.0	0.87	-	120	18
Dulce	30-31	90-95	2-3 semanas	28.8	0.84	-	-	-

Nota. Obtenido del manual de BOHN

2.5.4. Carga Térmica total

Con los datos iniciales y las fórmulas empleadas en cada tipo de carga, se muestran los resultados en la Tabla 6. Para este tipo de cálculos se aplica un factor de seguridad del 10 % sobre la carga parcial obtenida, con el fin de cubrir posibles inexactitudes u omisiones. Con ello se asegura una reserva adicional para el compresor en caso de que sea exigido por encima de su nivel normal de trabajo.

La carga total se divide entre el tiempo de funcionamiento estimado del sistema (se recomienda entre 16 y 18 horas) para obtener la carga térmica por hora del circuito de refrigeración.

Tabla 6

Resultados obtenidos por cada fuente de calor estudiado

Componentes de la carga térmica	Resultados
Transmisión [BTU]	13514.30
Cambios de aire [BTU]	28780
Misceláneas [BTU]	2416
Producto [BTU]	64547.3
Carga térmica parcial [BTU]	109257.60
Factor de seguridad 10% [BTU]	10925.76
Carga total [BTU]	120183.36
Carga térmica horaria para 18 horas [BTU/hr]	6676.85

2.6. Consideraciones para el sistema de refrigeración

Debido a que la aplicación corresponde a un sistema de refrigeración comercial y de pequeña escala, el equipo seleccionado se basa en un ciclo de compresión de vapor de una sola etapa con expansión directa, dada su amplia acogida, eficiencia y confiabilidad en este tipo de usos (United Nations Environment Programme [UNEP], 2015). Este sistema es ampliamente empleado en cámaras de conservación de alimentos, restaurantes y hoteles, donde las temperaturas de operación se mantienen en el rango de 0 °C a 8 °C, destinado a refrigerar mas no a congelar los productos (United for Efficiency [U4E], 2021). Por otro lado, alternativas como los sistemas de absorción presentan coeficientes de desempeño menores y una mayor complejidad operativa, siendo recomendables únicamente cuando existen fuentes de calor residual disponibles (ASHRAE, 2022). De igual forma, los sistemas de recirculación de amoníaco o de refrigerante secundario se aplican principalmente en instalaciones industriales de gran escala, como almacenes logísticos o plantas procesadoras (U.S. Department of Defense, 2024), mientras que los sistemas en cascada o multietapa se emplean únicamente en condiciones de baja temperatura, por debajo de -35 °C (Haiding Group, 2025). Por tanto, el uso del ciclo de compresión de vapor resulta técnica y económicamente más adecuado para el cuarto frío del hotel, garantizando una operación segura, eficiente y coherente con las prácticas actuales de la refrigeración comercial.

2.6.1. Selección de refrigerante

La selección del refrigerante R-134a se sustenta en su comportamiento termodinámico estable, su amplia disponibilidad comercial y su idoneidad para sistemas de pequeña capacidad como el cuarto frío analizado. La ficha técnica de Gas Servei (2024) describe al R-134a como un refrigerante HFC puro, con ODP = 0, clasificación de seguridad A1 y presiones de trabajo moderadas, lo que facilita su implementación en entornos comerciales y asegura un funcionamiento seguro del compresor y de los componentes del ciclo. Los estudios experimentales

respaldan también esta elección: Kalambate et al. (2015) evidencian que el R-134a continúa siendo el fluido predominante en sistemas de compresión de vapor domésticos e industriales por su buen coeficiente de desempeño (COP) y estabilidad en rangos típicos de evaporación y condensación. Del mismo modo, Anisiji y Amosun (2024) muestran que, bajo condiciones de operación cercanas a 253 K en evaporación y 312 K en condensación, el R-134a presenta valores representativos de COP y eficiencia exergética, adecuados para aplicaciones de refrigeración de baja potencia como cámaras frigoríficas. Finalmente, la revisión reciente de Alsouda et al. (2023) confirma que el R-134a sigue siendo un refrigerante ampliamente estandarizado, con una extensa disponibilidad de datos y componentes compatibles, permitiendo análisis precisos y comparaciones futuras con alternativas de menor GWP. En conjunto, estas evidencias justifican la elección de R-134a como fluido de trabajo del sistema, garantizando confiabilidad operativa y un marco experimental sólido para la evaluación del aprovechamiento de calor en la línea de descarga.

2.6.2. Consideraciones para el diseño de tuberías

El adecuado dimensionamiento de las tuberías del sistema de refrigeración requiere cumplir parámetros que garanticen un funcionamiento estable y eficiente. Para ello se siguen las recomendaciones establecidas en la normativa de ASHRAE (Tabla 7), la cual define rangos de velocidad del refrigerante y límites de caída de presión para cada tipo de línea, con el fin de evitar pérdidas energéticas, garantizar el retorno de aceite al compresor y asegurar el suministro de refrigerante en condiciones apropiadas hacia el dispositivo de expansión (ASHRAE, 2022).

Tabla 7*Criterios de diseño para tuberías de refrigeración*

Aspecto	Línea de succión	Línea de líquido
Rango de velocidades recomendadas	8–15 m/s para garantizar arrastre de aceite	0.5–1.25 m/s para mantener flujo estable
Pérdida máxima de presión aceptable	Hasta 3 psi para evitar disminución de capacidad	Aproximadamente 0.35 bar como límite seguro
Requisitos funcionales claves	Evitar caídas de presión excesivas y asegurar retorno del aceite	Garantizar refrigerante completamente líquido y subenfriado
Factores adicionales	La fricción aumenta con mayor longitud y diámetros reducidos	Efecto de columna líquida solo relevante en descensos >10 m

Nota. Se detalla un resumen de los criterios extraído de ASHRAE 2022

2.6.3. Selección de equipos de refrigeración

Para la selección de los equipos de refrigeración se empleó el software Coolselector®2 de Danfoss, el cual permite introducir con precisión los parámetros obtenidos previamente durante el cálculo de la carga térmica. Esta herramienta facilita el ingreso detallado de las condiciones meteorológicas locales, las dimensiones de la cámara, las características de los productos almacenados y las tasas de renovación de aire, lo que contribuye a un dimensionamiento más exacto del sistema. La Figura 14 presenta la interfaz donde se configuraron estos parámetros iniciales, destacándose la posibilidad de definir la temperatura, humedad, carga de productos y características constructivas de las paredes, entre otros.

Posteriormente, se seleccionó la región de operación de forma que el software utilice valores coherentes con la frecuencia eléctrica de Ecuador (60 Hz). Asimismo, dado que la unidad condensadora se ubicará en el interior del hotel por su integración con el sistema de recuperación de calor para el calentamiento de agua, se optó por una unidad condensadora sin carrozar, diseñada para aplicaciones en interiores. Esta configuración se muestra en la Figura 15, junto con la selección del refrigerante a emplear.

La Figura 16 resume el dimensionamiento del sistema y presenta la carga térmica estimada por el software, que asciende a 2 kW, valor coherente con el obtenido mediante el procedimiento del Manual de Ingeniería de BOHN (2005). Por criterios de diseño conservador, se consideró una longitud total de tubería de 3 metros, aunque en la instalación real este valor sería menor. En esta misma figura también se muestran los criterios de selección del evaporador, cuyas dimensiones resultan fundamentales para garantizar su correcta instalación dentro de la cámara frigorífica.

Finalmente, es importante señalar que el programa no dispone de un conjunto condensador–evaporador con capacidad nominal exactamente igual a la carga estimada. Por tal motivo, la selección se realizó empleando un sistema con una capacidad de refrigeración ligeramente mayor a 2 kW, asegurando así un margen operativo adecuado para las condiciones reales de funcionamiento.

Figura 14

Configuración de parámetros iniciales para la obtención de la carga térmica

The screenshot shows a software configuration window with the following sections:

- Dimensions:**
 - Longitud: 1.95 m
 - Anchura: 1.40 m
 - Altura: 2.55 m
 - Dimensiones interiores (radio button)
 - Dimensiones exteriores (radio button)
- Conditions of Chamber:**
 - Temperatura: 1.0 °C
 - Humedad relativa: 80 %
 - Hora de trabajo: 17.3 h
- Product:**
 - Producto: Productos varios
 - Cantidad diaria: 1200 kg
 - Temperatura de entrada: 20.0 °C
 - Carga térmica de respiración: [input field]
 - Carga total de la cámara: 1512 kg
- Air Renewals (filtrations):**
 - Temperatura: 32.0 °C
 - Humedad relativa: 87 %
 - Aperturas de puertas: Regulares
 - Tasa de renovaciones de a: 22.51 (veces el volumen de la cámara cada 24 horas)
- Heat Transfer:**
 - Paneles estándar (radio button) / Paneles personalizados (radio button)
 - Tipo: Poluretano
 - Espesor: 100.0 mm
 - Temperatura ambiente: 32.0 °C
 - Temperatura del suelo: 10.0 °C
 - Suelo aislado (checkbox)
- 3D Model:** A 3D rendering of a refrigerated room with a forklift and a pallet, showing the internal layout and the location of the evaporator and condenser.
- Additional Load:**
 - Luces: 40 W
 - Ventiladores: 92.26 W
 - Personas: 2 h/día
 - Otros: 0 W
 - Desescarche: Eléctrico (radio button) / Natural (radio button)
 - Potencia: 738.7 W
 - Desescarches al día: 3
 - Tiempo de desescarche: 30 min

Nota: ilustración tomada de Coolselector.

Figura 15

Selección adecuada de tipo de unidad condensadora y refrigerante

Seleccionar región:
North America

Seleccionar la gama de productos de la unidad condensadora:

Optyma™ Slim
Unidades condensadoras carrozadas plug-and-play para exterior, con puertas de servicio, reloj de desescarche, regulador de velocidad del ventilador, fusibles, caja de conexiones, contactores, relés de sobrecarga, presostato, recipiente, válvulas de retención, filtro deshidratador, visor de líquido.

Optyma™
Unidades condensadoras sin carrozar para interior, con caja eléctrica, placa de conexiones, presostato, recipiente, válvulas de retención.

Permitir la selección de una unidad interior si no se puede encontrar una unidad exterior en la gama de productos preferida

Selección refrigerante:
R-449A

Nota: ilustración tomada de Coolselector.

Figura 16

Resultados obtenidos de las condiciones de funcionamiento del cuarto de frío

Condiciones de funcionamiento

Capacidad requerida:	Evaporación:	Condensación:
Capacidad de refrigeración: 1.825 kW	Temperatura de punto de rocío: -7.7 °C	Temperatura ambiente: 33.0 °C
	Recalentamiento útil: 5.6 K	Subenfriamiento: 3.0 K
	Recalentamiento adicional: 0 K	Subenfriamiento adicional: 0 K
	<input type="checkbox"/> Temperatura del gas de retorno: -2.4 °C	Altitud: 656.0 m

Cámara de refrigeración:

Temperatura:	1.0 °C
Humedad relativa:	80.0 %
Hora de trabajo:	17.3 h

Longitud de línea entre unidad condensadora y evaporador:
3.00 m

Optyma™ cooler selection:

Dimensioning conditions:
Number of evaporators: 1

Constraints:

Maximum evaporator dimensions:	Fins per inch:	Any
Length:	12.00 m	
Width:	10.00 m	Minimum number of fans:
Height:	20.00 m	1

Método de desescarche (seleccionado en el paso 2): desescarche eléctrico

Detalles de carga:

Transmisión:	0 kW
Infiltración:	0 kW
Halo en el evaporador:	0 kW
Productos total:	1 kW
Productos, enfriamiento:	1 kW
Productos, respiración:	0 kW
Luz:	0 kW
Personas:	0 kW
Ventiladores:	0 kW
Otros:	0 kW
Desescarche:	0 kW
Total:	2 kW

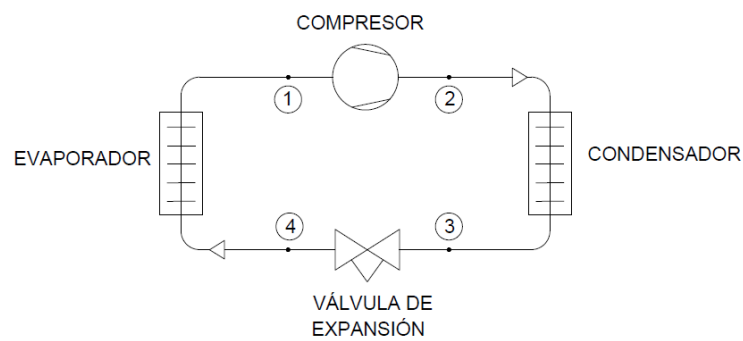
Nota: ilustración tomada de Coolselector.

2.6.4. Análisis del sistema de refrigeración

Para integrar un sistema de calentamiento es necesario conocer ciertos parámetros del sistema de refrigeración, considerando cada etapa del ciclo (Figura 17) los cuales siguiendo la numeración del diagrama sería:

Figura 17

Etapas del ciclo de refrigeración



El COP (coeficiente de desempeño) de refrigeradores puede expresarse como:

$$COP = \frac{Q_L}{W_{neto,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.4)$$

Donde:

h_1 : Entalpía de zona aspiración de compresor (kJ/kg)

h_2 : Entalpía de zona salida de compresor (kJ/kg)

h_4 : Entalpía de zona después de la válvula de expansión (kJ/kg)

El calor descargado Q_H [kW] típicamente al ambiente puede expresarse como:

$$Q_H = \dot{m}_{Ref} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.5)$$

Donde:

\dot{m}_{Ref} : Flujo másico del refrigerante en el ciclo (kg/s)

h_2 : Entalpía de descarga del gas desde el compresor (kJ/kg)

h_3 : Entalpía del gas a la salida del condensador (kJ/kg)

En un ciclo de compresión de vapor, el calor total rechazado al ambiente puede expresarse como en la ecuación 2.5. No obstante, para fines de integración con un sistema de calentamiento de agua, es útil distinguir que dicho rechazo térmico comprende un tramo de enfriamiento del vapor sobrecalentado a la salida del compresor (calor sensible) y el tramo principal de condensación del refrigerante a la presión de alta (calor latente), además del posible subenfriamiento.

2.7. Planteamiento del proceso de diseño para el aprovechamiento del calor rechazado

Una vez definido el ciclo de refrigeración del cuarto frío, el proceso de diseño para el aprovechamiento del calor rechazado consiste en incorporar un sistema adicional que permita extraer parte de la energía térmica presente en la línea de descarga del compresor. Para ello, se selecciona un intercambiador de calor conectado a dicha línea, habilitado mediante una válvula que dirige el flujo de refrigerante caliente hacia el intercambiador y posteriormente lo retorna al ciclo sin alterar su funcionamiento principal. En este dispositivo se establece un proceso de transferencia de calor entre el refrigerante de alta temperatura y un circuito hidráulico cerrado asociado a un termotanque de almacenamiento. El agua contenida en este circuito se mantiene en recirculación continua a través del intercambiador, permitiendo elevar progresivamente su temperatura hasta alcanzar el valor deseado para el uso hotelero.

La incorporación de una bomba de recirculación es necesaria para garantizar el flujo continuo de agua entre el termotanque y el intercambiador de calor. Este caudal estable permite asegurar una adecuada transferencia térmica, evitar la estratificación dentro del termotanque y superar las pérdidas de carga propias del intercambiador. De esta manera, se mantiene un calentamiento uniforme del agua y se optimiza el aprovechamiento del calor disponible en la línea de descarga del compresor sin afectar el funcionamiento del ciclo de refrigeración.

Una de las principales consideraciones de diseño incluye limitar la caída de presión adicional en la línea de descarga para no penalizar el desempeño del compresor, además de garantizar un régimen de flujo que favorezca la transferencia de calor sin generar vibraciones excesivas.

2.7.1. Alternativas de diseño para el intercambiador de calor

Para el aprovechamiento del calor disponible en la línea de descarga del compresor del sistema de refrigeración del cuarto frío, se evaluaron distintas configuraciones de intercambiadores de calor aplicables a sistemas de pequeña escala. La selección del equipo adecuado debe considerar la capacidad térmica requerida, la compatibilidad entre el refrigerante y el agua sanitaria, el nivel de incrustaciones esperado, las pérdidas de carga adicionales sobre la línea de descarga y la facilidad de integración con el tanque de acumulación de agua caliente.

En base a estos criterios, se analizaron tres alternativas: intercambiador de coraza y tubos, intercambiador de placas e intercambiador coaxial.

2.7.1.1 Intercambiador de coraza y tubos. El intercambiador de coraza y tubos es una tecnología ampliamente utilizada en aplicaciones industriales de mediana y gran escala debido a su robustez, larga vida útil y capacidad para operar bajo elevadas presiones y temperaturas. Su diseño permite manejar caudales altos y ofrece flexibilidad para realizar mantenimiento mediante limpieza mecánica directa.

Sin embargo, su aplicación en sistemas de baja capacidad térmica presenta limitaciones relevantes. Su volumen interno es mayor, lo que incrementa el refrigerante total del sistema, y su elevada inercia térmica reduce la eficiencia del proceso de recuperación para cargas pequeñas. Adicionalmente, la instalación requiere mayor espacio físico y soportes estructurales, lo cual no resulta conveniente dada la arquitectura del hotel ni la disposición del compresor. Tanto el costo de adquisición como el costo de fabricación personalizada superan significativamente a las demás alternativas.

2.7.7.2 Intercambiador de placas. El intercambiador de placas representa una alternativa compacta y eficiente, caracterizada por altos coeficientes globales de transferencia de calor debido al flujo altamente turbulento generado entre las placas corrugadas. Para aplicaciones donde se requiere maximizar el intercambio en un volumen reducido, los intercambiadores de placas resultan una opción atractiva.

No obstante, presentan ciertas limitaciones para aplicaciones con refrigerantes que operan a altas presiones de descarga. Su tolerancia a golpes térmicos y mecánicos es menor comparada con otros diseños, y la incrustación por sólidos o depósitos en el agua requiere desmontaje completo para limpieza, lo que incrementa el tiempo de mantenimiento. Además, los intercambiadores de placas soldadas o brasadas no permiten un desmontaje parcial y pueden ser sensibles a la calidad del agua, lo cual es relevante considerando que el sistema recirculará agua hacia un tanque de almacenamiento por largos periodos.

2.7.7.3 Intercambiador de placas. El intercambiador coaxial consiste en dos tubos concéntricos donde uno transporta el refrigerante y el otro el fluido secundario (en este caso, agua sanitaria). Su geometría helicoidal o en espiral permite un flujo continuo, estable y con coeficientes de transferencia térmica adecuados para sistemas compactos. Debido a que el refrigerante circula en un conducto independiente sin uniones internas, el riesgo de fugas es reducido y su capacidad para operar bajo altas presiones lo convierte en una opción segura para líneas de descarga.

Este tipo de intercambiador presenta una muy baja pérdida de carga, característica fundamental al instalarse directamente en la línea de descarga del compresor, evitando sobrecargas mecánicas sobre el mismo. Además, su diseño compacto permite instalarlo cerca del compresor sin requerir modificaciones importantes en el layout existente del hotel. El costo de fabricación es comparativamente menor que en los intercambiadores de placas o de coraza y tubos, y su facilidad

de limpieza mediante recirculación química (CIP) lo hace conveniente para sistemas donde el agua puede contener partículas o sales en baja concentración.

2.7.2. Matriz de decisión para el aprovechamiento del calor rechazado

Con el fin de seleccionar la alternativa de diseño más apropiada para el sistema integrado de recuperación de calor, se elaboró una matriz de decisión basada en criterios técnicos, económicos y operativos. Los criterios se definieron tomando como referencias prácticas semejantes observadas en estudios de integración térmica y recuperación de calor en sistemas de refrigeración de pequeña escala, así como la estructura metodológica consultada en el documento de referencia.

Los criterios considerados fueron:

- Eficiencia térmica (capacidad de transferencia de calor).
- Compatibilidad con refrigerante y condiciones de descarga (presión y temperatura).
- Pérdida de carga inducida en la línea de descarga.
- Mantenibilidad y facilidad de limpieza.
- Costo de adquisición e instalación.
- Compacidad y adaptabilidad al espacio disponible.
- Vida útil y confiabilidad en operación continua.

A cada criterio se le asignó un peso relativo considerando su impacto sobre el desempeño global del sistema. Luego, cada alternativa fue evaluada en una escala del 1 al 5, donde 5 representa el mayor cumplimiento del criterio (Tabla 8).

Tabla 8

Comparación de los resultados obtenidos por ponderación de cada criterio para los tres las alternativas de diseño

Criterio	Peso	Coraza y Tubos	Placas	Coaxial
Eficiencia térmica	0.20	3	5	4
Compatibilidad con la línea de descarga	0.20	4	3	5
Pérdida de carga	0.15	3	2	5
Mantenibilidad	0.15	4	2	4
Costo de adquisición e instalación	0.15	2	3	5
Compacidad	0.10	2	4	5
Confiabilidad	0.05	4	3	5
Puntaje Total	1	3.05	3.25	4.65

La alternativa con el mayor puntaje es el intercambiador coaxial, destacándose por su excelente compatibilidad con las presiones de descarga del compresor, su mínima pérdida de carga, su compacidad y su bajo costo relativo. Estas características lo hacen ideal para aplicaciones de baja capacidad térmica (2 kW) y permiten su integración directa con el sistema de agua caliente del hotel sin modificaciones significativas en la infraestructura existente.

2.7.3. Consideraciones para el diseño del intercambiador de calor coaxial

Para el aprovechamiento energético entre el sistema de refrigeración y el circuito de precalentamiento de agua, se plantea el diseño de un intercambiador de calor coaxial arrollado instalado en la línea de descarga del compresor. El recuperador se ubica en serie con el condensador principal, por lo que el dimensionamiento debe limitar la fracción de calor extraído y mantener mínima la caída de presión del refrigerante. En este trabajo se adopta como criterio que el recuperador opere hasta un máximo del 50% del calor total rechazado, dejando el remanente al condensador exterior, conforme a recomendaciones para serpentines de recuperación en serie (KeepRite Refrigeration, s. f.).

Como sustento adicional, se considera que la recuperación solo por desrecalentamiento representa una fracción limitada del rechazo total: Fricke (2011) reporta valores típicos del orden de 26% (baja temperatura) y 15% (media temperatura) respecto a la condensación completa. Por ello, se permite que el refrigerante opere parcialmente en zona bifásica dentro del intercambiador, incrementando la energía recuperable.

El dimensionamiento se realiza mediante iteraciones en MATLAB® con tubería de cobre tipo L, colocando el agua por el tubo interior y el refrigerante por el anular. Se evalúan diámetros nominales interiores para el agua {3/8", 1/2", 3/4"} y diámetros exteriores comerciales mayores {5/8", 3/4", 7/8", 1"}, cumpliendo la condición geométrica del anular, y longitudes L entre 1 y 4 m con incremento ΔL . Dado el posible cambio de fase del refrigerante, el cálculo se implementa con un modelo discretizado por segmentos: en cada segmento se determina el régimen (vapor o bifásico), se calcula la conductancia térmica local $(UA)_j$ por resistencias en serie, se obtiene el calor transferido por segmento \dot{Q}_j y se actualizan las variables para el siguiente segmento. A continuación, se presentan las expresiones empleadas para la iteración térmica e hidráulica (VDI Heat Atlas, 2010; Bergman et al., 2011).

En primer lugar, para caracterizar el régimen de flujo en cada lado se emplean los números adimensionales de Reynolds y Prandtl:

$$Re = \frac{\rho \omega D}{\mu} \quad (2.6)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (2.7)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds

Pr : Número de Prandtl

ρ : Densidad del fluido (kg/m^3)

ω : Velocidad media (m/s)

μ : Viscosidad dinámica ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

D_h : Diámetro característico (m)

c_p : Calor específico a presión constante [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]

k : Conductividad térmica [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]

Para obtener el coeficiente convectivo en condiciones monofásicas, se evalúa el número de Nusselt Nu . En flujo laminar totalmente desarrollado, se adopta la aproximación: $Nu = 3.66$

Cuando el flujo es turbulento en conductos internos, se utiliza la correlación de Gnielinski:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (2.8)$$

Donde:

f : Factor de fricción Blasius

Con el valor de Nu , el coeficiente convectivo h [W/(m²·K)] se calcula mediante:

$$h = \frac{Nuk}{D} \quad (2.9)$$

En el modelo, esta relación se aplica para el agua h_i y para el refrigerante en vapor monofásico $h_{o,v}$, usando el diámetro correspondiente a cada lado.

Cuando el refrigerante entra en régimen bifásico por condensación dentro del anular, el intercambio se evalúa con una correlación bifásica promedio $Nu_{2\phi}$ en el intervalo de calidad. En este trabajo se emplea la forma promedio tipo Cavallini–Zecchin:

$$Nu_{2\phi} = \frac{0.05 Re_{SL}^{0.8} Pr_{SL}^{0.33} \left(\left[\left(\sqrt{\frac{\rho_{SL}}{\rho_{SV}}} - 1 \right) x_{Out} + 1 \right]^{1.8} - \left[\left(\sqrt{\frac{\rho_{SL}}{\rho_{SV}}} - 1 \right) x_{In} + 1 \right]^{1.8} \right)}{1.8 \left(\sqrt{\frac{\rho_{SL}}{\rho_{SV}}} - 1 \right) (x_{Out} - x_{In})} \quad (2.10)$$

Donde:

Re_{SL} : Reynolds calculado con propiedades de líquido saturado

Pr_{SL} : Prandtl del líquido saturado

ρ_{SL} : Densidad del líquido saturado [kg/m³]

ρ_{SV} : Densidad del vapor saturado [kg/m³]

x_{In} : Calidad de entrada del tramo

x_{Out} : Calidad de salida del tramo

A partir de $Nu_{2\phi}$, el coeficiente convectivo bifásico del refrigerante en el anular $h_{o,2\phi}$ [W/(m²·K)] se obtiene como:

$$h_{o,2\phi} = f_{geo} \frac{Nu_{2\phi} k_{SL}}{D_h} \quad (2.11)$$

$$f_{geo} = 0.86 \left(\frac{D_{ext}}{D_{in}} \right)^{0.16} \quad (2.12)$$

Donde:

f_{geo} : Factor geométrico para sección anular

k_{SL} : Conductividad térmica del líquido saturado [W/(m·K)]

D_h : Diámetro hidráulico del anular [m]

D_{ext} : Diámetro interno del tubo exterior [m]

D_{in} : Diámetro externo del tubo interior [m]

Debido a que el refrigerante puede encontrarse como vapor o mezcla a lo largo de la longitud, el cálculo se realiza por segmentos. En cada segmento j se define un coeficiente convectivo del refrigerante $h_{o,j}$ que toma el valor $h_{o,v}$ en la zona monofásica o $h_{o,2\phi}$ en la zona bifásica. Con ello, la conductancia local $[UA]_j$ se determina mediante resistencias térmicas en serie:

$$[UA]_j = \left[\frac{1}{h_{i,j}A_{i,j}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{i,o}}{D_{i,i}}\right)}{2\pi k_{cu}\Delta x} + \frac{1}{h_{o,j}A_{o,j}} \right]^{-1} \quad (2.13)$$

Donde:

$h_{i,j}$: Coeficiente convectivo del agua en el segmento [W/(m²·K)]

$h_{o,j}$: Coeficiente convectivo del refrigerante en el segmento [W/(m²·K)]

$A_{i,j}$: Área interna del segmento [m²]

$A_{o,j}$: Área externa del segmento [m²]

k_{cu} : Conductividad del cobre [W/(m·K)]

$D_{i,i}$: Diámetro interno del tubo interior [m]

$D_{i,o}$: Diámetro externo del tubo interior [m]

Δx : Longitud del segmento [m]

Con la conductancia local y la diferencia de temperaturas local, el calor transferido \dot{Q}_j [W] en el segmento se calcula como:

$$\dot{Q}_j = [UA]_j(T_{r,j} - T_{w,j}) \quad (2.14)$$

Donde:

$T_{r,j}$: Temperatura local del refrigerante [K]

$T_{w,j}$: Temperatura local del agua [K]

La potencia total recuperada por el intercambiador \dot{Q}_{rec} [W] corresponde a la suma de todos los segmentos N:

$$\dot{Q}_{rec} = \sum_{j=1}^N \dot{Q}_j \quad (2.15)$$

Para construir el perfil de temperaturas y representar el cambio de fase, las variables se actualizan segmento a segmento mediante balances de energía. La temperatura del agua se actualiza como:

$$T_{w,j+1} = T_{w,j} + \frac{\dot{Q}_j}{\dot{m}_w c_{p,w}} \quad (2.16)$$

Donde:

$T_{w,j+1}$: Temperatura del agua a la salida del segmento [K]

$T_{w,j}$: Temperatura del agua a la entrada del segmento [K]

\dot{m}_w : Caudal másico de agua [kg/s]

$c_{p,w}$: Calor específico del agua [J/(kg·K)]

\dot{Q}_j : Potencia transferida en el segmento [W]

Para el refrigerante, se actualiza su entalpía:

$$h_{r,j+1} = h_{r,j} - \frac{\dot{Q}_j}{\dot{m}_r} \quad (2.17)$$

Donde:

$h_{r,j+1}$: Entalpía del refrigerante a la salida del segmento [J/kg]

$h_{r,j}$: Entalpía del refrigerante a la entrada del segmento [J/kg]

\dot{m}_r : Caudal másico del refrigerante [kg/s]

Finalmente, se verifica la caída de presión en cada lado. Para serpentines, el VDI expresa la pérdida por fricción en forma análoga a Darcy mediante un coeficiente de arrastre ζ :

$$\Delta p = \zeta \frac{L}{D} \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (2.18)$$

Donde:

Δp : Caída de presión [Pa].

ζ : Coeficiente de arrastre en serpentín

L : Longitud del intercambiador [m]

D : Diámetro hidráulico o equivalente [m]

ρ : Densidad del fluido [kg/m³].

ω : Velocidad media [m/s].

2.8. Consideraciones para la selección de tanque de almacenamiento de agua caliente

En el presente proyecto, debido a que el aporte térmico recuperable del ciclo de refrigeración es limitado y está orientado a un calentamiento gradual por recirculación, el tanque se concibe como un tanque de precalentamiento y no como un acumulador que garantice por sí mismo 60 °C. En consecuencia, la selección de su capacidad se basa principalmente en la potencia térmica disponible para el calentamiento y en un tiempo de recuperación aceptable del volumen almacenado, más que en cubrir directamente la demanda pico del hotel a temperatura final de servicio.

A continuación, se presentan las ecuaciones empleadas para la estimación de la energía requerida y el tiempo de recalentamiento del tanque:

$$Q_{req} = \rho V C_{p,\omega} (T_{req} - T_{in}) \quad (2.19)$$

$$t = \frac{Q_{req}}{\dot{Q}_{calent}} \quad (2.20)$$

Donde:

Q_{req} : Energía requerida (J)

t : Tiempo de recalentamiento (s)

ρ : Densidad del agua (kg/m³)

V : Volumen de agua del tanque seleccionado (m³)

$c_{p,\omega}$: calor específico del agua a presión constante (J/(kg·K)).

T_{req}, T_{in} : Temperatura del agua final requerida y de entrada al tanque (°C)

\dot{Q}_{calent} : Potencia térmica transferida al agua (J)

2.9. Simulación del sistema combinado

La simulación transitoria del sistema integrado se desarrolló en MATLAB® mediante un esquema híbrido:

- (i) Un modelo dinámico del tanque de precalentamiento, formulado como un volumen de control perfectamente mezclado (sin estratificación).
- (ii) Una representación cuasi-estacionaria del ciclo de refrigeración, construida a partir de los puntos termodinámicos nominales del refrigerante R134a (presión, temperatura y entalpía) y un caudal másico representativo.

El horizonte de análisis corresponde a 24 h (00:00–24:00) con integración explícita a paso fijo, incorporando perfiles horarios de consumo de agua y una variación programada de la carga térmica del cuarto frío para reflejar periodos de mayor actividad operativa.

2.9.1 Balance energético transitorio del tanque

La temperatura media del tanque $T(t)$ se obtuvo a partir del balance energético de un volumen de control perfectamente mezclado (sin estratificación), resuelto mediante integración explícita con paso fijo $dt = 60s$

$$mC_p \frac{dT(t)}{dt} = \dot{Q}_{rec}(t) - \dot{Q}_{perd}(t) - \dot{Q}_{dem}(t) \quad (2.21)$$

Donde:

m : Masa de agua en el tanque (kg)

C_p : Calor específico del agua (J/(kg·K))

$\dot{Q}_{rec}(t)$: Potencia térmica recuperada (W)

$\dot{Q}_{perd}(t)$: Pérdidas térmicas al ambiente (W)

$\dot{Q}_{dem}(t)$: Término asociado al consumo/reposición por demanda hacia el sistema primario (W)

2.9.2 Pérdidas térmicas del tanque de precalentamiento al ambiente

Las pérdidas del tanque se representaron mediante un coeficiente global UA obtenido a partir de resistencias térmicas en serie (conducción en pared metálica, conducción en aislamiento elastomérico y convección exterior):

$$\dot{Q}_{perd}(t) = UA(T(t) - T_{amb}) \quad (2.22)$$

Donde:

UA : Conductancia térmica global del tanque con aislamiento (W/K)

T_{amb} : Temperatura ambiente (°C)

2.9.3 Demanda de agua y reposición

El consumo hacia el sistema primario se modeló como una extracción de caudal con reposición inmediata de agua de red a temperatura T_{red} , manteniendo constante el volumen almacenado. El término energético asociado se formuló como:

$$\dot{Q}_{dem}(t) = \dot{m}_{dem}(t)C_p(T(t) - T_{red}) \quad (2.23)$$

Donde:

$\dot{m}_{dem}(t)$: Caudal másico extraído hacia el primario (kg/s)

2.10 Modelo térmico del intercambiador coaxial

La potencia recuperada en el intercambiador coaxial $\dot{Q}_{rec}(t)$ se estimó mediante un modelo por zonas que representa el intercambio térmico entre el refrigerante en la línea de descarga y el agua de recirculación. El intercambiador opera en contracorriente, con agua en el tubo interior y refrigerante en el anular. El modelo empleado distingue los regímenes físicos del refrigerante y calcula la recuperación como la suma de: (i) desrecalentamiento del vapor y (ii) condensación parcial cuando la condición de saturación es alcanzada.

Adicionalmente, se incluyó una reducción progresiva de la recuperación a medida que el tanque se calienta, debido a la disminución del gradiente de temperatura entre el refrigerante y el agua.

$$\dot{Q}_{rec}(t) = \min \{ \dot{Q}_{UA}(t), \dot{Q}_{disp}(t) \} \quad (2.24)$$

2.10.1 Propiedades termodinámicas

Las propiedades termodinámicas y de transporte del refrigerante R134a y del agua se obtienen con la librería CoolProp, invocada desde MATLAB® mediante Python. Con estas propiedades se determinan, según corresponda, temperaturas, entalpías densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico, requeridos para:

- Evaluar estados del refrigerante (sobrecalentado, saturado o bifásico),
- Calcular números adimensionales y coeficientes convectivos,
- Obtener entalpías de entrada y salida del intercambiador y, cuando aplica, la calidad a la salida.

2.10.2 Geometría y formulación de resistencias térmicas

El cálculo del intercambio se realiza mediante resistencias en serie para cada zona del intercambiador (Ecuación 2.13), considerando:

- Convección interna del agua (h_i),
- Conducción en la pared de cobre (resistencia cilíndrica),
- Convección externa en el anular del refrigerante (h_o).

2.10.5 Integración en la simulación transitoria (24 h)

En la simulación transitoria, $\dot{Q}_{rec}(t)$ calculada con el modelo anterior se acopla con:

- Balance energético del tanque
- Control ON/OFF por histéresis que habilita o deriva la recuperación mediante bypass, (banda 38–40 °C): si $T(t)$ cae por debajo del umbral inferior se habilita la recuperación; al alcanzar el set-point se desvía el refrigerante al condensador principal, deshabilitando la recuperación.
- Modelo tendencial de operación del ciclo (presión de condensación, presión de descarga y estado de entrada al recuperador), manteniendo coherencia termodinámica mediante CoolProp.

Además, se incorporó la caída de presión total en la línea de descarga del sistema integrado como una penalización hidráulica adicional durante el modo de recuperación. Esta caída se sumó a la presión de condensación efectiva, afectando el punto de descarga del compresor (y, por ende, la condición del refrigerante a la entrada del intercambiador y del condensador).

Capítulo 3

3.1 Resultados técnicos de Equipos de refrigeración

Con base en la selección de la unidad condensadora (Figura 18) y el evaporador (Figura 19) el sistema de refrigeración propuesto trabaja con R134a y una capacidad frigorífica del orden de 2.3–2.5 Kw (Tablas 9 y 10). A partir del balance termodinámico del ciclo (Tabla 11), se verifica una descarga supercalentada del compresor de aproximadamente 80 °C a 10.63 bar, con una temperatura de condensación cercana a 41.7 °C, mientras que la succión se mantiene alrededor de –2.1 °C a 2.195 bar; estos niveles confirman un margen térmico suficiente para recuperar calor en la línea de descarga sin interferir con el proceso de condensación principal. En consecuencia, los resultados relevantes para el sistema integrado (Tabla 12) muestran un rechazo total de calor en el condensador de 3.3 kW con un caudal del refrigerante de 57.28 kg/h.

Tabla 9

Información técnica de la unidad condensadora

Descripción	Unidad	Valor
Modelo	-	OP-HCZC0200UWF300Q
Código	-	114N6405
Modelo de compresor	-	MTZ022-3
Gama de producto	-	Optyma TM
Refrigerante	-	R134a
Capacidad frigorífica	[kW]	2.285
Potencia total	[kW]	1.272
Corriente total	[A]	5.748
Frecuencia	[Hz]	60
Alimentación	-	200 - 230 V 3 ph
Dimensiones	[mm]	630x500x409

Figura 18*Esquema de la unidad condensadora**Nota: ilustración tomada de Coolselector.***Tabla 10***Información técnica del evaporador*

Descripción	Unidad	Valor
Código	-	114U0011
Modelo	-	Optyma TM M DACC RX L063.1A4/E1
Capacidad frigorífica	[kW]	2.496
Método de desescarche	-	Eléctrico
Flujo de aire	[m ³ /h]	1250
Numero de ventiladores	-	1
Voltaje del ventilador	[V]	230V/1Ph/50-60Hz
Dimensiones	[m]	0.94x0.44x0.46
Peso	[kg]	29

Figura 19*Esquema de evaporador**Nota:* ilustración tomada de Coolselector.**Tabla 11***Datos de rendimiento del ciclo de refrigeración*

Punto	Descripción	Temperatura	Presión (a)	Entalpía	Entropía
		[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/(kg·K)]
1	Aspiración del compresor (Salida evaporador)	-2.1	2.195	398.8	1.75
2	Descarga del compresor	80.0	10.63	463	1.839
2s	Punto de rocío de condensación	41.7	10.63	420.9	1.713
3s	Punto de burbuja de condensación	41.7	10.63	259.7	1.201
3	Salida del condensador	38.7	10.63	255.2	1.187
4	Después de la válvula de expansión	-7.7	2.195	255.2	1.209
4s	Punto de burbuja de evaporación	-7.7	2.195	189.6	0.9616
1s	Punto de rocío de evaporación	-7.7	2.195	394	1.732

Tabla 12*Resultados relevantes para nuestro sistema integrado*

Descripción	Valor
Caudal másico \dot{m}_{Ref} [kg/h]	57.28
COP	2.24
Calor descargado por el condensador Q_H [kW]	3.3

3.2 Resultados técnicos del sistema de calentamiento

3.2.1 Resultados técnicos del intercambiador coaxial

A partir de las iteraciones realizadas para el dimensionamiento del intercambiador coaxial, los resultados de todas las combinaciones evaluadas se presentan en el Anexo B (Tablas 24 y 25). El detalle constructivo del intercambiador, sus dimensiones, conexiones y componentes se incluyen en los Planos 4 al 6 de la sección de Apéndice C. De acuerdo con el criterio de selección adoptado (recuperación máxima cercana a 50% del calor total de rechazo y caída de presión mínima por tratarse de un recuperador en serie con el condensador principal), la geometría que mostró el mejor desempeño fue la de diámetro nominal del tubo interior 1/2", diámetro nominal del tubo exterior 7/8" y longitud total $L=3.25$ m, obteniendo un alto porcentaje de aprovechamiento de calor y una caída de presión baja.

En la Tabla 13 se presentan las condiciones de operación y la geometría seleccionada que se emplean en los cálculos mostrados a continuación.

Tabla 13*Datos de entrada y geometría considerada (punto nominal)*

Parámetro	Valor
Refrigerante	R134a
Presión lado alta	10.63 bar
Temperatura de entrada (descarga)	80 °C
Agua (recirculación)	Agua líquida
Caudal volumétrico de agua	0.5 m ³ /h
Temperatura de entrada de agua	24 °C
Material de intercambiador	Cobre Tipo L
Tubería lado agua (tubo interior)	1/2"
Tubería lado refrigerante (tubo exterior)	7/8"
Longitud efectiva de intercambio	3.25 m
Diámetro de bobina	0.39 m
Altura total bobina	0.15 m

- **Geometría del intercambiador**

- Tubo interior (agua) 1/2" Tipo L: $D_i=0.01384$ m
- Diámetro externo del tubo interior: $D_{o,i}=0.015875$ m
- Tubo exterior 7/8" Tipo L (diámetro interno): $D_{i,o}=0.02553$ m

Anular del refrigerante:

$$D_h = D_{i,o} - D_{o,i} = 0.02553 - 0.015875 = 0.009655 \text{ m}$$

Áreas:

$$A_w = \frac{\pi D_i^2}{4} = 1.505 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{an} = \frac{\pi}{4} (D_{i,o}^2 - D_{o,i}^2) = 2.764 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Caudal másico agua:

$$\dot{m}_w = \rho_w \dot{V}_w = 996.918 (1.3889 \times 10^{-4}) = 0.1385 \text{ kg/s}$$

Velocidades medias:

$$\omega_w = \frac{\dot{V}_w}{A_w} = 0.923 \text{ m/s}$$

$$\omega_r = \frac{\dot{m}_r}{\rho_v A_r} = 1.361 \text{ m/s}$$

- **Números adimensionales**

Lado Agua:

$$Re_w = \frac{\rho_w \omega_w D_i}{\mu_w} = 1.45 \times 10^4$$

$$Pr_w = 6.058$$

Lado Refrigerante vapor:

$$Re_v = \frac{\rho_v \omega_r D_h}{\mu_v} = 3.94 \times 10^4$$

$$Pr_w = 0.808$$

Lado Refrigerante bifásico:

$$Re_{SL} = \frac{\dot{m}_r D_h}{A_{an} \mu_{SL}} = 3.52 \times 10^3$$

$$Pr_{SL} = 3.221$$

- **Nusselt y coeficientes convectivos**

➤ Tramo vapor y agua: Gnielinski (turbulento)

Para Gnielinski se usa el factor de fricción:

$$f = 0.3164Re^{-0.25}$$

Lado agua:

$$Nu_w = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} = 106$$

Lado refrigerante vapor:

$$Nu_v = 86.8$$

Debido al tipo de intercambiador, se justifica un aumento de Nu respecto a tubo recto. Flayyih et al. (2025) reportan Nu 8–12% mayor en serpentín helicoidal frente a tubo recto. Este incremento se atribuye a que la curvatura helicoidal induce flujos secundarios (vórtices tipo Dean) por efectos centrífugos, los cuales aumentan la mezcla transversal y reducen el espesor de la capa límite térmica.

$$Nu_w = 114.7$$

$$Nu_v = 93.8$$

Coefficientes convectivos:

$$h_i = \frac{Nu_w k_w}{D_i} = \frac{114.7(0.6073)}{0.01384} = 5.03 \times 10^3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_{o,vap} = \frac{Nu_v k_v}{D_h} = \frac{114.7(0.6073)}{0.01384} = 1.78 \times 10^2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

➤ Tramo bifásico: Cavallini–Zecchin (condensación)

Usando $x_{in} = 1$ y una salida esperada alrededor de $x_{out} = 0.62$ (Matlab) resulta:

$$Nu_{2\phi} = 143$$

Factor geométrico:

$$f_{geo} = 0.86 \left(\frac{D_{ext}}{D_{in}} \right)^{0.16} = 0.928$$

$$h_{o,2\phi} = f_{geo} \frac{Nu_{2\phi} k_{SL}}{D_h} = 1.59 \times 10^3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Coefficiente global por resistencias en serie:

$$[UA]_j = \left[\frac{1}{h_{i,j} A_{i,j}} + \frac{\ln \left(\frac{D_{i,o}}{D_{i,i}} \right)}{2\pi k_{cu} \Delta x} + \frac{1}{h_{o,j} A_{o,j}} \right]^{-1}$$

Lado vapor:

$$UA_{vap} = 17.7 \text{ W/K}$$

Lado mezcla:

$$UA_{2\phi} = 66.4 \text{ W/K}$$

$$UA_{total} = UA_{vap} + UA_{2\phi} = 84.1 \text{ W/K}$$

En promedio se obtiene un valor U de:

$$U_{prom} = 5.19 \times 10^2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- **Cálculo de tasa de calor y temperaturas por tramos**

➤ Tramo bifásico [$T_r \approx T_{sat}$]:

Empleando LMTD y $Q_{2\phi}$ del tramo bifásico:

$$\Delta T_{lm,2\phi} = \frac{(T_{sat} - T_{w,m}) - (T_{sat} - T_{w,in})}{\ln\left(\frac{T_{sat} - T_{w,m}}{T_{sat} - T_{w,in}}\right)}$$

$$\dot{Q}_{2\phi} = UA_{2\phi}\Delta T_{lm,2\phi} = \dot{m}_w c_{p,w}(T_{w,m} - T_{w,in})$$

Resolviendo las expresiones se obtiene:

$$T_{w,m} = 25.91 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{2\phi} = 1.10 \text{ kW}$$

➤ Tramo bifásico:

En este tramo, el refrigerante se desrecalienta de $T_{r,in} = 80^\circ\text{C}$ hacia $T_{sat} = 41.67^\circ\text{C}$, mientras que el agua sube de $T_{w,m}$ a $T_{w,out}$

$$\Delta T_{lm,vap} = \frac{(T_{r,in} - T_{w,out}) - (T_{sat} - T_{w,m})}{\ln\left(\frac{T_{r,in} - T_{w,out}}{T_{sat} - T_{w,m}}\right)}$$

$$\dot{Q}_{vapor} = UA_v\Delta T_{lm,vap} = \dot{m}_w c_{p,w}(T_{w,out} - T_{w,m})$$

Resolviendo las expresiones se obtiene:

$$T_{w,out} = 26.86 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{vap} = 0.55 \text{ kW}$$

El calor total recuperado:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{Q}_{2\phi} + \dot{Q}_{vap} = 1.66 \text{ kW}$$

- **Caída de presión**

Del código se obtuvo un valor de $\zeta_w = 0.087$ para el agua y para el refrigerante de $\zeta_r = 0.080$

Lado agua:

$$\Delta p_w = \zeta \frac{L}{D} \frac{\rho \omega^2}{2} = 0.087 \frac{3.25}{0.01384} \left(\frac{996.9(0.923)^2}{2} \right) = 0.087 \text{ bar}$$

Lado refrigerante:

$$\Delta p_w = \zeta \frac{L}{D} \frac{\rho \omega^2}{2} = 0.080 \frac{3.25}{0.009655} \left(\frac{42.25(1.361)^2}{2} \right) = 0.0082 \text{ bar}$$

Tabla 14

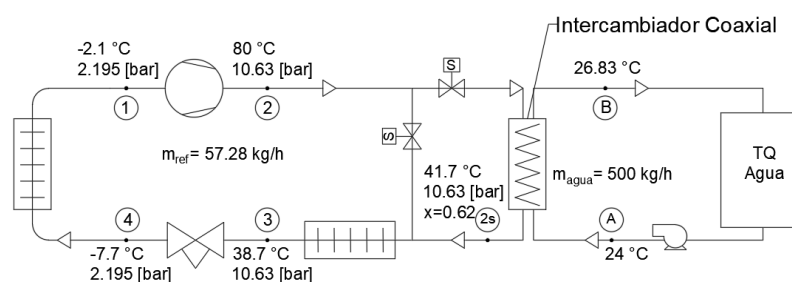
Resultados finales del diseño del intercambiador coaxial

Resultado	Valor
Potencia térmica recuperada	1.66 kW
Temperatura agua (salida)	26.86 °C
Temperatura refrigerante (salida)	41.67 °C
Calidad refrigerante a la salida	0.61
Coefficiente global	$5.19 \times 10^2 \text{ W/m}^2\text{K}$
Caída de presión lado agua (solo fricción en el serpentín)	0.09 bar
Caída de presión refrigerante (solo fricción en el serpentín)	0.01 bar

La integración del intercambiador coaxial en el sistema se resume en el diagrama de flujo de proceso mostrado en la Figura 20, donde se identifican los puntos nominales del ciclo y el lazo de recirculación de agua hacia el tanque.

Figura 20

Diagrama de flujo del sistema integrado



Nota. Diagrama de flujo de proceso (PFD) del sistema de refrigeración con recuperación de calor en la línea de descarga mediante un intercambiador coaxial tipo desrecalentador y lazo de recirculación de agua hacia el tanque de almacenamiento.

3.2.2 Resultados del tanque de precalentamiento de agua

Se definió un tanque cilíndrico de 250 L fabricado en acero inoxidable AISI 304, con diámetro 0.60 m, altura 0.90 m y tapa de 14", incluyendo accesorios del mismo material (Tablas 15 y 16). Para esta aplicación, el uso de acero inoxidable resulta adecuado por su compatibilidad con agua potable y por la disponibilidad de sistemas y componentes que pueden certificarse para contacto con agua bajo el estándar NSF/ANSI/CAN 61 cuando aplica (NSF, 2024). En el contexto del hotel, la operación prolongada del cuarto frío permite aprovechar dicha potencia residual de forma sostenida, por lo que la capacidad de 250 L resulta coherente como etapa de precalentamiento previa al calefón.

Con el fin de minimizar pérdidas térmicas y mejorar la estabilidad de la temperatura objetivo (40 °C) en ambiente interior, se incorpora un aislamiento tipo chaqueta mediante espuma elastomérica de 25 mm, complementado con el aislamiento de las líneas principales de recirculación. Asimismo, al tratarse de un tanque atmosférico, se contempla un respiradero que mantiene la condición no presurizada durante la operación y evita presurización accidental. Para su integración hidráulica, se implementan boquillas y uniones soldadas estancas al tanque para definir las entradas y salidas de agua (alimentación hacia el calefón/tanque primario y retorno hacia el intercambiador coaxial), y se ubican las conexiones de manera que favorezcan la estratificación térmica (retorno caliente en la parte superior y succión inferior hacia recirculación). El detalle constructivo, las dimensiones y la disposición final de conexiones del tanque se presentan en los Planos 7 al 10 del Apéndice C.

Tabla 15

Especificaciones del termotanque

TERMOTANQUE	Dimensiones		Materiales
Tanque cerrado no presurizado	Cilindro vertical		AISI 304L (inoxidable)
	Diámetro	600mm	
	Altura	900mm	Espuma elastómera 25mm de espesor
	Espesor	3mm	
	Volumen	250L	

Tabla 16

Accesorios empleados en el termotanque

Accesorios			
Item	Tamaño	Tipo conexión	Ubicación (altura)
Drenaje	3/4"	NPT hembra (o Tri-Clamp 1")	0 mm (punto más bajo)
Salida recirculación	3/4"	NPT (o Tri- Clamp 1")	80–120 mm
Retorno recirculación	3/4"	NPT (o Tri- Clamp 1")	700–780 mm
Salida a calentador primario (calefón)	3/4"	NPT (o Tri- Clamp 1")	830–880 mm
Entrada reposición (24 °C)	1/2"	NPT	En tapa
Respiradero sanitario	1/2"	NPT	En tapa
Sensor de temperatura	1/2"	NPT	450 mm
Registro/inspección	14"	Brida/tapa	Parte superior

3.2.3 Selección de bomba

En función del caudal de diseño del lazo de recirculación ($Q = 0.5 \text{ m}^3/\text{h}$) y del cabezal requerido, estimado a partir de la caída de presión del intercambiador (más pérdidas menores en tubería corta y accesorios), se seleccionó una bomba circuladora LEO modelo LRP15-90A/160 (60 Hz), adecuada para recirculación de agua en sistemas de calefacción/agua caliente. De acuerdo con su ficha técnica, la bomba opera en un rango de temperatura del fluido de 2–60 °C, dispone de conexión roscada G 3/4 y alcanza una altura máxima del orden de 9 m, cubriendo con holgura el requerimiento del circuito. Adicionalmente, su curva característica Q–H muestra que para caudales cercanos a 0.5 m³/h se mantiene un margen de altura disponible, favoreciendo una operación estable del sistema (Figuras 27–28, Apéndice A). La curva característica y los datos técnicos del equipo se presentan en el Apéndice A como respaldo del punto de operación seleccionado.

3.2.4 Selección de válvulas y sistema de control

Para la integración del sistema de recuperación de calor en la línea de descarga se adoptó una solución de derivación con dos válvulas solenoides seleccionadas en Coolselector, lo que permite habilitar o anular el paso del refrigerante hacia el intercambiador coaxial sin alterar el funcionamiento base del ciclo de refrigeración. La rama hacia el intercambiador se gobierna mediante una válvula solenoide Danfoss EVU 6 (NC), mientras que la rama bypass hacia el condensador se implementa con una Danfoss EVR 10 (NO). Este arreglo asegura una condición segura por defecto ante pérdida de energía o paro del compresor, manteniendo el bypass abierto y la recuperación cerrada, evitando restricciones no deseadas en la descarga. Las dimensiones y características constructivas de las electroválvulas se incluyen como respaldo en el Apéndice A (Figuras 29–31), mientras que los parámetros principales de selección (tipo de conexión, presión máxima de trabajo y coeficiente de flujo Kv) se resumen en la Tabla 17. El accionamiento de

ambas electroválvulas, así como de la bomba de recirculación, se realizará mediante un PLC Siemens LOGO!, el cual recibe la señal del sensor de temperatura del tanque y ejecuta la conmutación requerida para habilitar o deshabilitar el modo de recuperación de calor; la filosofía de control, permisos e interlocks se presenta en el Plano 3 (P&ID del sistema integrado) de la sección de Apéndice C. Finalmente, la disposición general en el sitio de estudio y el esquema de interconexión y ubicación de componentes del sistema de refrigeración y precalentamiento se documentan en los Planos 1 y 2 de la misma sección.

Tabla 17

Especificaciones principales de las válvulas solenoides seleccionadas

Aplicación	Modelo	Función	Código	Conexión	Presión máxima de trabajo (MWP) (bar)	Kv (m ³ /h)
Paso hacia intercambiador coaxial	EVU 6	NC	032F9528	ODF soldable 1/2"	70	0.8
Bypass hacia condensador	EVR 10	NO	032L1291	ODF soldable 1/2"	45.2	2.2

Nota. Rango de temperatura del medio para ambas válvulas: -40 a 105 °C.

3.3 Resultados económicos

En la Tabla 18 se resume el costo directo del sistema de refrigeración, considerando los equipos principales, la línea frigorífica y los elementos de control necesarios para su operación. Los componentes de instrumentación y accesorios eléctricos del control se consideran de acuerdo con la arquitectura de automatización definida para el sistema, obteniendo un presupuesto representativo para su implementación.

Tabla 18*Resultados económicos de la implementación del Sistema de refrigeración*

Item	Cantidad	Unidad	Valor unitario	Precio
Unidad condensadora: OP-				
HCZC0200UWF300Q, R134a	1	und	\$385.00	\$385.00
Optyma™ cooler Optyma™ DACC RX L063.1A4/E1	1	und	\$120.00	\$120.00
Controlador de cámara frigorífica AK-RC 251	1	und	\$150.00	\$150.00
Refrigerante R134a	1	cil	\$176.00	\$176.00
Filtro deshidratador DCL 053	1	und	\$ 20.00	\$ 20.00
Válvula solenoide EVR 3 v2 NS 10	1	und	\$ 60.00	\$ 60.00
TE 2. Válvula de expansion termostática	1	und	\$ 65.00	\$ 65.00
Reductor de cobre ANSI 1/2 × 3/8	2	und	\$ 1.00	\$ 2.00
Codo de cobre 90 ANSI 3/8	4	und	\$ 0.50	\$ 2.00
Tubería de cobre ANSI 3/8	6	m	\$ 3.00	\$ 18.00
Tubería de cobre ANSI 5/8	6	m	\$ 7.00	\$ 42.00
Codo de cobre 90 ANSI 5/8	6	und	\$ 0.80	\$ 4.80

Reductor de cobre ANSI 5/8 × 1/2	1	und	\$ 1.00	\$ 1.00
Conjunto de instrumentación, alimentación y accesorios de control	1	--	\$350.00	\$350.00
TOTAL				\$1,395.80

El costo del intercambiador de calor coaxial se presenta en la Tabla 19 El equipo se construye como un arreglo tubo-en-tubo (coaxial), donde el refrigerante circula por el anular (tubo exterior 7/8") y el agua por el tubo interior (1/2"). Su fabricación se realiza a partir de tramos comerciales de tubería de cobre, mediante corte y preparación de extremos, ensamble concéntrico, conformado por doblado/arrollado para formar la bobina y uniones por brasado/soldadura. Las conexiones terminales se resuelven con piezas cortas y boquillas de cobre de pequeña geometría, integradas por soldadura, de acuerdo con el detalle constructivo del intercambiador.

Tabla 19

Resultados económicos de la fabricación del intercambiador coaxial

Item	Cantidad	Unidad	Valor unitario	Precio
Tubería cobre 1/2" tipo L (lado agua)	4	m	\$ 7.50	\$ 30.00
Tubería cobre 7/8" tipo L (lado refrigerante)	3	m	\$ 10.00	\$ 30.00
Boquillas/conexiones de cobre (fabricación)	2	und	\$ 4.00	\$ 8.00
Servicio de doblado/arrollado en espiral	--	--	\$ 30.00	\$ 30.00
Brasado/soldadura + consumibles	--	--	\$ 50.00	\$ 50.00
TOTAL				\$ 148.00

La tabla 20 resume el costo directo del sistema de precalentamiento de agua, considerando los componentes de recirculación, válvulas, accesorios y tramos de tubería requeridos para integrar la recuperación de calor en la instalación. En términos de composición del presupuesto, los rubros con mayor incidencia corresponden a los elementos de control y seguridad del circuito (electroválvulas y válvulas check), seguidos por la tubería y accesorios de cobre, debido a su rol crítico para garantizar operación estable y facilitar el mantenimiento. En conjunto, el costo mostrado en la tabla representa el conjunto de materiales necesarios para implementar el subsistema hidráulico–frigorífico asociado al precalentamiento, coherente con el alcance del prototipo y el arreglo definido en los planos de instalación y P&ID.

Tabla 20

Resultados económicos de la implementación del Sistema de precalentamiento

Item	Cantidad	unidad	valor unitario	Precio
Circuito de agua (Recirculación)				
Bomba de recirculación	1	und	\$ 95.00	\$ 95.00
Tubería cobre 3/4" Tipo L (ASTM B88)	4	m	\$ 9.00	\$ 36.00
Codo 90° cobre 3/4" soldable	2	und	\$ 1.00	\$ 2.00
Reducción cobre 3/4" x 1/2" soldable	2	und	\$ 1.75	\$ 3.50
Válvula bola 3/4" FNPT bronce/latón	2	und	\$ 18.00	\$ 36.00
DZR				
Válvula check 3/4" FNPT bronce/latón	1	und	\$ 6.00	\$ 6.00
DZR				
Filtro Y 3/4" FNPT bronce (malla inox)	1	und	\$ 10.00	\$ 10.00
Unión dieléctrica 3/4" NPT	2	und	\$ 12.00	\$ 24.00

Neplo inox 304 3/4" NPT M×M	2 und	\$ 4.00	\$ 8.00
Unión americana 3/4" So He (bronce/latón)	2 und	\$ 4.00	\$ 8.00
Neplo 3/4" NPT M×M bronce/latón	6 und	\$ 2.00	\$ 12.00
Circuito refrigerante			
Tubería cobre ACR 1/2" (ASTM B280)	5 m	\$ 5.00	\$ 25.00
Codo 90° cobre ACR 1/2" (brazing)	6 und	\$ 0.75	\$ 4.50
Reducción cobre ACR 5/8" x 1/2" (brazing)	2 und	\$ 1.00	\$ 2.00
Válvula retención Danfoss NRV 10 v2 (NS 13)	2 und	\$ 60.00	\$ 120.00
Válvula solenoide Danfoss EVU 6	1 und	\$ 85.00	\$ 85.00
Válvula solenoide Danfoss EVR 10	1 und	\$ 130.00	\$ 130.00
		TOTAL	\$ 607.00

De forma complementaria, la Tabla 21 presenta el costo de fabricación del tanque de precalentamiento/recirculación, el cual se considera adecuado para una ejecución real en taller, al incluir materiales principales, elementos de conexión y componentes funcionales propios de un tanque atmosférico (boquillas, brida/tapa, respiradero y accesorios). Este presupuesto resulta relevante porque el tanque no solo actúa como volumen de almacenamiento, sino como elemento que estabiliza la temperatura del agua precalentada y permite desacoplar la dinámica del ciclo de refrigeración respecto a la demanda de agua caliente del hotel.

Tabla 21*Resultados económicos de Tanque de recirculación (fabricación)*

Ítem	Cantidad	unidad	valor unitario	Precio
Lámina AISI 304L e=3 mm (≈62 kg con merma)	62	kg	\$6.2	\$ 384.40
Boquillas/niples inox NPT (3/4” y 1/2”) + refuerzos	1	lote	\$ 55.00	\$ 55.00
Registro/inspección 14” (brida/tapa + empaque + pernos)	1	und	\$ 90.00	\$ 90.00
Soportes/base del tanque (estructura simple)	1	lote	\$ 35.00	\$ 35.00
Consumibles: soldadura (varilla + gas)	1	lote	\$ 30.00	\$ 30.00
Pasivado/limpieza de soldaduras (servicio o químicos)	1	lote	\$ 40.00	\$ 40.00
Mano de obra fabricación (rolado + soldadura + armado)	1	lote	\$ 180.00	\$ 180.00
Prueba de estanqueidad / verificación de fugas	1	lote	\$ 20.00	\$ 20.00
Aislamiento: espuma elastomérica 25 mm	2.5	m ²	\$ 22.00	\$ 55.00
Adhesivo/cinta y sellado del aislante	1	lote	\$ 15.00	\$ 15.00

Termopozo 1/2" NPT para termocupla (recomendado)	1	und	\$ 25.00	\$ 25.00
Termocupla (tipo K) 1/2"	1	und	\$ 12.00	\$ 12.00
Visor digital LCD / indicador-controlador (panel)	1	und	\$ 35.00	\$ 35.00
Cableado, prensaestopas y caja pequeña de conexión	1	lote	\$ 10.00	\$ 10.00
TOTAL				\$ 986.4

Además de los costos directos de materiales, la implementación requiere contemplar costos asociados a mano de obra y actividades en campo: montaje mecánico, brasado de tubería de cobre, adecuaciones hidráulicas, aislamiento puntual, conexiones eléctricas del sistema de control y verificaciones operativas. Para un sistema compacto como el propuesto, estos rubros pueden estimarse de forma conservadora como valores globales, ya que dependen de la disponibilidad del taller/contratista, accesibilidad del cuarto de máquinas y longitud real de líneas a instalar. La Tabla 22 resume una estimación coherente de estos costos de implementación.

Tabla 22

Costos estimados de instalación y puesta en marcha

Item	Precio
Instalación mecánica y brasado del sistema de refrigeración	\$ 450.00
Instalación hidráulica del sistema de precalentamiento (montaje, válvulas y recirculación)	\$ 250.00

Instalación eléctrica y control (PLC/sensores/solenoides/bomba)	\$ 180.00
Puesta en marcha y verificación funcional (pruebas operativas)	\$ 120.00
Misceláneos de montaje (soportes, fijaciones, sellos, consumibles)	\$ 90.00
Transporte/logística local	\$ 80.00
TOTAL	\$ 1,170.00

Finalmente, la Tabla 23 integra los costos directos de equipos/materiales con los costos estimados de instalación y puesta en marcha. Este resumen permite visualizar el orden de magnitud de la inversión requerida para pasar del diseño a una implementación operativa del sistema integrado.

Tabla 23

Resumen del costo total de implementación

ITEM	PRECIO
Sistema de refrigeración	\$ 1,395.80
Sistema de precalentamiento con intercambiador	\$ 755.00
Tanque de precalentamiento/recirculación	\$ 986.4
Costos de instalación y puesta en marcha	\$ 1,170.00
Total	\$ 4,307.2

3.4 Resultados del sistema integrado

3.4.1 Verificación de presión total del sistema integrado

Se realizó la verificación de la caída de presión total en la línea de descarga del sistema integrado, considerando los tramos de tubería, codos, accesorios, las válvulas de conmutación y la pérdida propia del intercambiador coaxial, de acuerdo con el arreglo mostrado en la Figura 21. El dimensionamiento hidráulico efectuado en Coolselector®2 arrojó una caída de $\Delta P = 0.23$ bar, equivalente a una penalización de temperatura de saturación $\Delta T_{sat} = 0.8$ K para el refrigerante en la sección de descarga. Este resultado implica que, durante el modo de recuperación de calor, el compresor debe operar con una presión de descarga ligeramente mayor para vencer las pérdidas adicionales antes de ingresar al condensador, lo que incrementa marginalmente la relación de compresión y, en consecuencia, el trabajo del compresor; esto se traduce en una leve reducción del COP y/o de la capacidad efectiva, sin alterar la secuencia termodinámica del ciclo. Como referencia de diseño, el ASHRAE Handbook (2022) indica que las líneas de succión y descarga se dimensionan normalmente para que la caída de presión total no exceda la equivalente a 1 K de cambio en la temperatura de saturación, con el fin de evitar penalizaciones apreciables en el desempeño del sistema. En este contexto, el valor obtenido (0.8 K) se encuentra dentro del criterio guía, por lo que el impacto esperado es bajo y no se justifica la incorporación de un compresor adicional únicamente por esta causa. En consecuencia, se recomienda considerar esta ΔP en la simulación como una pérdida adicional activada cuando el refrigerante circula por el intercambiador.

Figura 21

Cálculo de la caída de presión total en la línea de descarga, incluyendo accesorios y el intercambiador coaxial del sistema integrado

Compresor							Condensador
						ΔP	
	Tubería de cobre ANSI 1/2 NS 13	Codo de cobre 90 ANSI 1/2 NS	EVU 6 NS 13	NRV 10 v2 NS 13	Expansor de cobre ANSI 1/2	Constant DP	
DP de distribución:	11%	2%	54%	29%	0%	4%	Total
Longitud [m]:	5.00	-	-	-	-	-	
Ángulo [°]:	0	-	-	-	-	-	
Número:	-	6	-	-	1	-	
DP [bar]:	0.026	0.004	0.124	0.066	0.001	0.010	0.230
DT_sat [K]:	0.1	0.0	0.4	0.2	0.0	0.0	0.8
Velocidad, entrada [m/s]:	3.91	3.51	7.52	7.61	4.13	0	
Estado de la válvula:	-	-	Abierta	Parcialmente abierta	-	-	
Conexión:	Aceptar	Aceptar	Aceptar	Aceptar	Aceptar	Aceptar	
Resultado:	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Nota: ilustración tomada de Coolselector.

3.4.2 Demanda equivalente de agua caliente y caudal representativo para la simulación

Por otro lado, se estimó la demanda equivalente que puede atender el tanque de precalentamiento de 250 L y el caudal de extracción/reposición a emplear en la simulación durante tres franjas horarias pico, tomando como referencia una temperatura de consumo de 40 °C, la cual se obtiene posteriormente por mezcla entre agua caliente proveniente del calentador primario (típicamente 60 °C) y agua fría de red mediante una válvula mezcladora. Para sustentar la magnitud de la demanda en un contexto hotelero, se adoptaron los criterios de Hotel para sistemas de agua caliente sanitaria, los cuales recomiendan, para instalaciones con menos de 20 habitaciones, una capacidad de almacenamiento de 8 gal/habitación y una tasa de recuperación de 3 GPH/habitación, donde GPH corresponde a gallons per hour (galones por hora) (Cejudo et al., 2025). Con base en estos parámetros, el volumen del tanque se tradujo a habitaciones equivalentes y se obtuvo el caudal promedio diversificado asociado a hora pico, tal como se muestra a continuación:

$$N_{hab} = \frac{V_{tanque}}{(8 \text{ gal}/Hab)(3.785 \text{ L}/gal)} = \frac{250}{30.28} \approx 8 \text{ habitaciones}$$

$$\dot{V}_{pico} = N_{hab} \left(3 \frac{GPH}{Hab} \right) = 8 \times 3 = 24 \text{ GPH} \rightarrow 90.8 \frac{L}{h} = 0.1 \text{ m}^3/h$$

En consecuencia, para el modelo dinámico se adopta que el tanque de 250 L representa aproximadamente 8 habitaciones equivalentes y que, durante cada franja de mayor demanda, el sistema presenta un caudal promedio de extracción y reposición del orden de 90.8 L/h (0.0908 m³/h). Este caudal se utiliza como condición representativa para analizar la evolución térmica del tanque y la interacción con el modo de recuperación de calor del ciclo de refrigeración, manteniendo la temperatura de consumo objetivo de 40 °C como referencia de servicio al usuario. (Cejudo et al., 2025).

3.4.3 Resultados de la simulación del sistema integrado

La Figura 22 resume el comportamiento diario del sistema desde las 00:00 hasta las 24:00, integrando (i) el perfil de demanda de agua caliente (extracción/reposición), (ii) la temperatura media del tanque de 250 L y (iii) la variación de la carga térmica del cuarto frío. El perfil de demanda se concentró en tres franjas horarias (7–9 h, 11–13 h y 19–21 h), con un caudal equivalente cercano a 90 L/h durante cada pico.

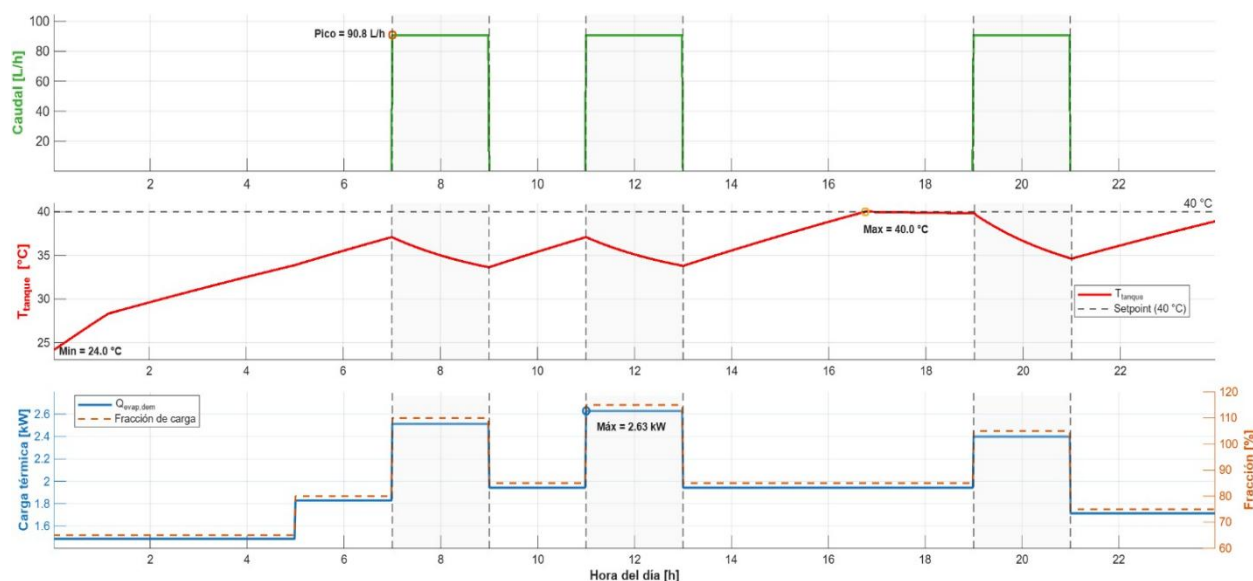
Se observa que la demanda se concentra en tres franjas horarias (mañana, mediodía y noche), generando eventos de extracción/reposición que se manifiestan como descensos transitorios en T_{tanque} . Estos descensos no implican una falla del sistema, sino la respuesta esperada de un tanque de almacenamiento que actúa como amortiguador térmico ante consumos intermitentes.

En periodos sin demanda, T_{tanque} tiende a incrementarse por el aporte de la potencia recuperada. Sin embargo, el ascenso no es indefinido debido a la estrategia de control: el sistema está diseñado para aproximarse a un setpoint cercano a 40 °C, y al acercarse a este valor la recuperación deja de comportarse como una fuente continua.

Por otro lado, la fracción de carga térmica del cuarto frío introduce variaciones sobre el nivel de energía disponible en la línea de descarga. Cuando la carga aumenta, el sistema presenta una mayor capacidad potencial de recuperación (por mayor caudal másico efectivo y/o condiciones de alta más exigentes), mientras que en periodos de carga reducida el aporte recuperable disminuye. Esta interacción explica que el calentamiento del tanque no sea uniforme durante el día y que existan intervalos con pendientes más suaves o más pronunciadas aun cuando no hay consumo.

Figura 22

Perfil diario de demanda de agua caliente, evolución de la temperatura del tanque (250 L) y variación de la carga térmica del cuarto frío.



La Figura 23 muestra la evolución diaria de las temperaturas y presiones en puntos representativos del ciclo (succión, descarga, post-intercambiador coaxial, salida del condensador y post-expansión). En el panel de temperaturas, la descarga del compresor T_2 presenta un comportamiento escalonado, alcanzando un máximo aproximado de 87.4 °C, coherente con la variación de carga del cuarto frío y con el modelo tendencial empleado para relacionar la descarga con la presión de alta.

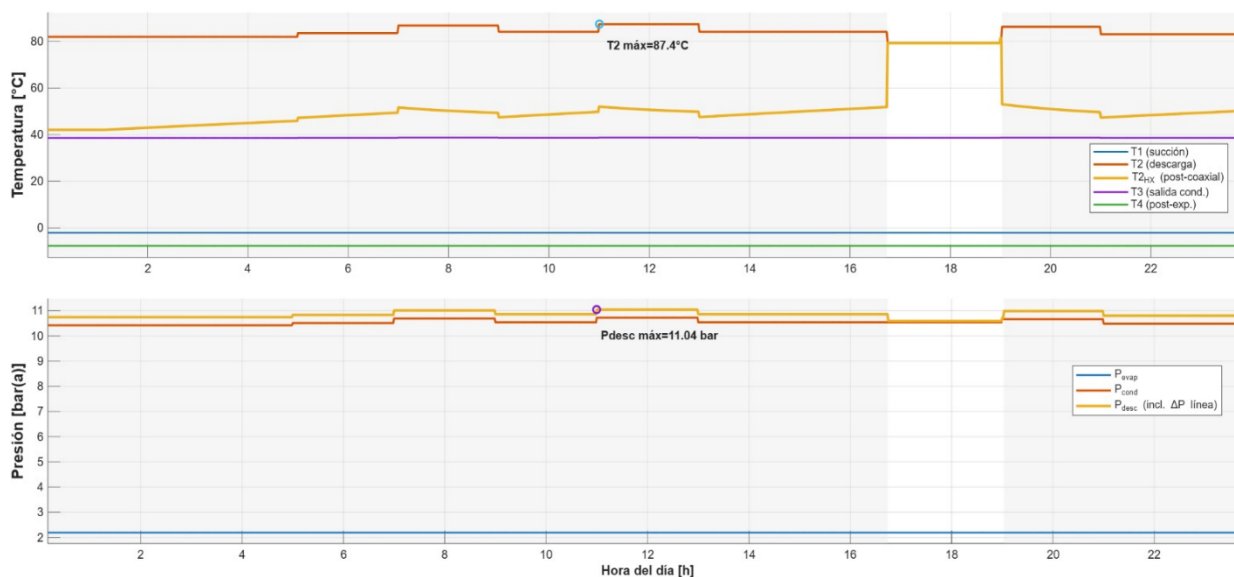
La curva $T_{2_{HX}}$ (temperatura del refrigerante a la salida del intercambiador coaxial) evidencia dos regímenes claramente diferenciados:

1. Recuperación activa: $T_{2_{HX}}$ disminuye y se mantiene cercana a la zona de saturación (≈ 40 – 50 °C), lo que confirma que el coaxial reduce de forma significativa el nivel térmico del refrigerante antes de ingresar al condensador.
2. Bypass / recuperación inactiva: $T_{2_{HX}}$ se eleva y se aproxima a T_2 , lo cual es consistente con la derivación del refrigerante cuando el control deshabilita la recuperación (por aproximación al setpoint del tanque o por lógica de operación).

En el panel de presiones se observa que la presión de evaporación P_{evap} permanece prácticamente constante, mientras que P_{cond} varía en función de la carga térmica. La presión de descarga P_{desc} se mantiene por encima de P_{cond} debido a la caída de presión introducida por la línea integrada y el intercambiador; esto se refleja en la separación entre ambas curvas y alcanza un máximo cercano a 11.04 bar, coherente con la penalización hidráulica considerada. En conjunto, la Figura 23 valida que la recuperación de calor modifica principalmente el nivel térmico post-descarga ($T_{2_{HX}}$) y añade una penalización de presión moderada en el lado de alta, sin alterar la secuencia general del ciclo.

Figura 23

Perfil diario de demanda de agua caliente, evolución de la temperatura del tanque y variación de la carga térmica del cuarto frío.



La Figura 24 presenta la evolución diaria de las potencias que gobiernan el comportamiento del tanque: la potencia recuperada del ciclo $\dot{Q}_{rec}(t)$, las pérdidas térmicas al ambiente $\dot{Q}_{loss}(t)$ y la potencia asociada a la demanda $\dot{Q}_{draw}(t)$. Se observa que \dot{Q}_{loss} se mantiene baja y prácticamente constante durante todo el día, indicando que el aislamiento del tanque limita las pérdidas; por lo tanto, el comportamiento transitorio de $T_{tanque}(t)$ está dominado por la competencia entre $\dot{Q}_{rec}(t)$ y $\dot{Q}_{draw}(t)$.

Los picos de \dot{Q}_{draw} corresponden a los intervalos de consumo (extracción/reposición) y alcanzan un máximo cercano a 1.66 kW, el cual supera a \dot{Q}_{rec} en esos instantes. Esta relación explica que durante los periodos pico la temperatura del tanque presente descensos (por mezcla con agua de red), mientras que fuera de picos el tanque vuelve a calentarse gradualmente por efecto de la recuperación.

En cuanto a $\dot{Q}_{rec}(t)$, la gráfica muestra un valor máximo del orden de 1.17 kW al inicio del día, seguido por valores típicos en torno a 0.4–0.7 kW en la mayor parte de la jornada, con incrementos moderados durante o inmediatamente después de los periodos de demanda. Este patrón es físicamente consistente con la expresión general:

$$\dot{Q}_{rec} \sim U A \Delta T_{ef}$$

Donde el gradiente térmico ΔT_{ef} aumenta cuando el tanque se enfría por reposición y disminuye cuando el tanque se calienta. Sin embargo, además del gradiente, la recuperación está fuertemente influenciada por el coeficiente global U , que depende del estado del refrigerante en el anular.

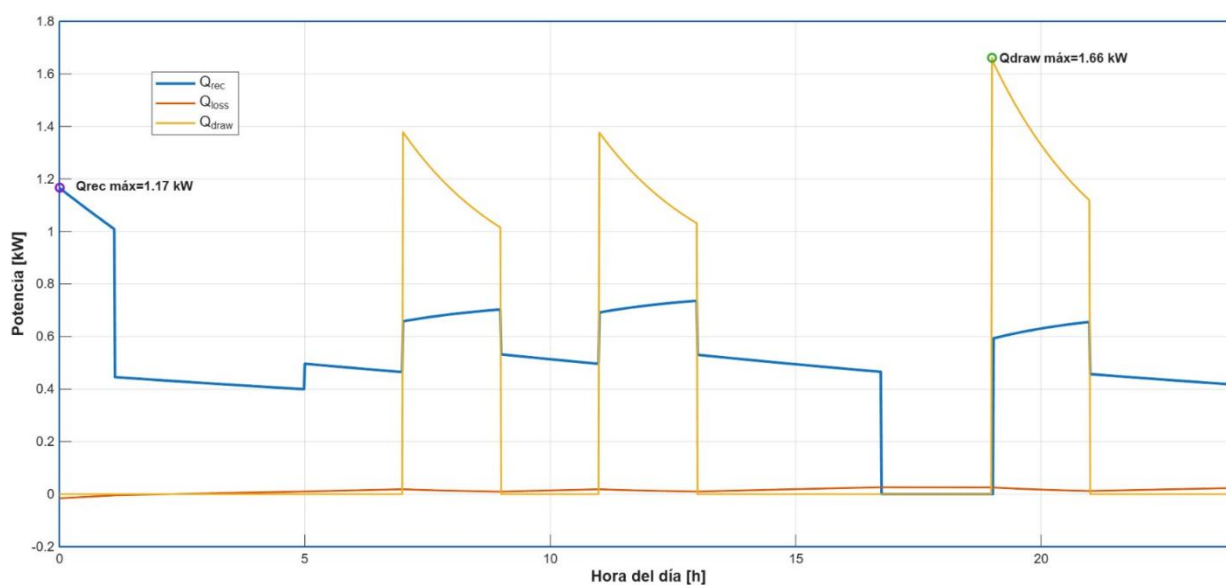
Cuando el refrigerante circula como vapor sobrecalentado (régimen monofásico), el coeficiente convectivo externo h_o se estima con correlaciones para flujo interno (Gnielinski), que suelen producir valores menores que en condensación. En este régimen, \dot{Q}_{rec} tiende a disminuir progresivamente conforme aumenta T_{tanque} , ya que el proceso se limita a calor sensible y la fuerza impulsora cae. En cambio, si el refrigerante alcanza saturación y entra en zona de mezcla (condensación parcial, 2ϕ), el coeficiente convectivo h_o aumenta significativamente por efecto de la condensación (correlación tipo Cavallini–Zecchin), elevando U y favoreciendo una potencia recuperada mayor, ya que parte del intercambio corresponde a calor latente. Esto explica que, aun cuando el tanque ya está relativamente caliente, \dot{Q}_{rec} pueda mantenerse en niveles moderados y presentar “recuperaciones” después de los eventos de demanda, cuando el gradiente y la condición de saturación favorecen nuevamente el régimen bifásico.

Finalmente, la caída abrupta de \dot{Q}_{rec} hacia valores cercanos a cero en el tramo donde se observa recuperación prácticamente nula es coherente con la conmutación del sistema hacia bypass (recuperación deshabilitada por el control al aproximarse al setpoint o por condición de operación), lo cual reduce temporalmente la transferencia hacia el tanque. En conjunto, la Figura 24 confirma

que las variaciones de $\dot{Q}_{rec}(t)$ se deben tanto a la demanda, que modifica ΔT , como al régimen del refrigerante, que modifica h_o y por tanto U , siendo coherentes con las tendencias observadas en la evolución térmica del tanque.

Figura 24

Balance energético del tanque: potencia recuperada, pérdidas térmicas al ambiente y potencia asociada a la demanda.



La Figura 25 permite visualizar el acoplamiento directo entre la temperatura del tanque y la temperatura del refrigerante a la salida del intercambiador $T_{2,HX}$. Cuando el tanque se calienta, el gradiente térmico disponible disminuye, y en consecuencia el refrigerante cede menos energía: esto se refleja en un aumento o estabilización de $T_{2,HX}$ y en una pendiente de T_{tanque} cada vez menor. Este comportamiento es consistente con el balance energético del tanque, ya que la pendiente dT_{tanque}/dt depende de la diferencia entre \dot{Q}_{rec} y los términos de demanda y pérdidas.

De forma complementaria, después de un pico de consumo, la disminución de T_{tanque} incrementa el gradiente térmico y puede favorecer nuevamente la condensación parcial (reducción de x_{out}), elevando temporalmente \dot{Q}_{rec} . Esto explica por qué, tras eventos de demanda, se observan recuperaciones más marcadas y cambios de pendiente en T_{tanque} , mientras que en periodos cercanos al setpoint la evolución se vuelve más estable.

En esta figura se evidencia que a pesar de arrancar a diferentes temperaturas a las 0:00 horas, ambas curvas tienen la misma tendencia, lo que cual es correcto con respecto a lo que se esperaba.

El calor transferido desde el refrigerante hacia el agua en el intercambiador de calor se puede expresar mediante la siguiente expresión:

$$Q_{rec} = UA[T_{hot} - T_{cold}]$$

Donde:

T_{hot} : T2 (entrada del refrigerante al coaxial)

T_{cold} : T_{tanque} (agua)

Si T_{tanque} aumenta, entonces $(T2 - T_{tanque})$ baja, y por tanto Q_{rec} .

Y si Q_{rec} baja, el refrigerante pierde menos energía en el coaxial, o sea su salida queda más alta:

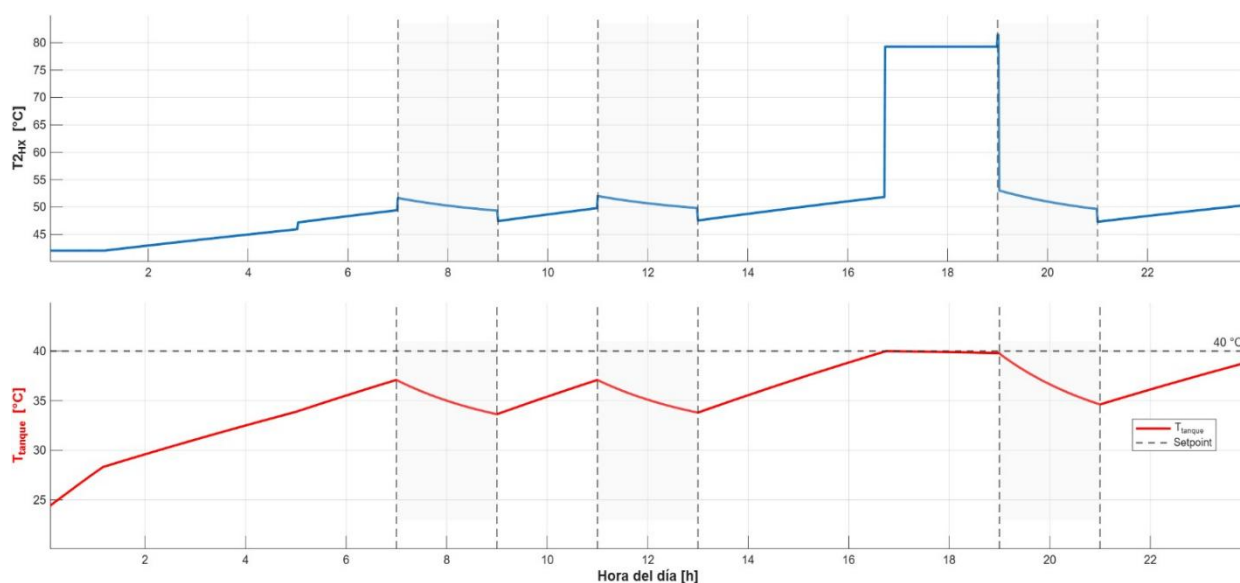
$$T2_{HX} = T2 - \frac{Q_{rec}}{m_{ref}Cp}$$

- Si Q_{rec} es grande $\rightarrow T2_{HX}$ baja.
- Si Q_{rec} es pequeña $\rightarrow T2_{HX}$ sube.

Debido a esto, cuando el tanque se calienta, el refrigerante sale más caliente del intercambiador, por eso las dos curvas tienen la misma tendencia en las mismas franjas horarias.

Figura 25

Temperatura del tanque y temperatura a la salida del intercambiador coaxial en función del tiempo (horas del día)



3.5 Estudio energético–económico del precalentamiento con recuperación de calor

A partir del perfil horario de extracción/reposición (Figura 22), la demanda de agua caliente se concentra en tres franjas pico (07:00–09:00, 11:00–13:00 y 19:00–21:00). En cada franja se adoptó un caudal de consumo hacia el calentador primario de 90.8 L/h (equivalente a 1.51 L/min), mientras que fuera de picos se consideró demanda nula, consistente con el caso de simulación mostrado (evitando consumos nocturnos). Con ello, el volumen diario extraído desde el tanque de precalentamiento es:

$$V_d = 90.8 \frac{L}{h} \times 6h = 544.8 \frac{L}{dia}$$

La temperatura del tanque no permanece constante: aumenta cuando la recuperación de calor domina y desciende durante los picos por la extracción/reposición. Para cuantificar el requerimiento energético del calentador primario con setpoint 60°C, se evaluó el calentamiento sensible con temperatura de entrada variable. En el caso sin precalentamiento, se toma $T_{in} = T_{red} = 24\text{ °C}$ en todo el volumen diario. En el caso con precalentamiento, $T_{in} = T_{tanque}(t)$ durante las horas de extracción; del comportamiento en la Figura 22, la temperatura efectiva durante el consumo se resume mediante un promedio ponderado por caudal, resultando $T_{in} = 36\text{ °C}$ como valor representativo del día.

3.5.1 Energía térmica diaria requerida por el calentador primario

$$Q_{req} = \frac{m_{agua} c_p (T_{serv} - T_{in})}{3600} \quad \left[\frac{kWh}{dia} \right]$$

1) Sin precalentamiento (24→60°C):

$$Q_{sin} = (544.8)(4.18)(36) \left[\frac{kJ}{dia} \right] = 22.77 \text{ kWh/dia}$$

2) Con precalentamiento (T_{tanque} →60°C):

$$Q_{con} = (544.8)(4.18)(24) \left[\frac{kJ}{dia} \right] = 15.18 \text{ kWh/dia}$$

3) Aporte equivalente recuperado (reducción de carga al calentador):

$$Q_{rec} = 7.59 \text{ kWh/dia}$$

El tanque parte cercano a 24°C y se recupera gradualmente; en los picos, la temperatura cae por la extracción/reposición, lo que limita el “salto térmico” disponible hacia el calentador primario. Aun así, el precalentamiento logra reducir de forma apreciable la energía requerida, especialmente en la franja nocturna (19:00–21:00), donde el tanque alcanza su mayor nivel térmico previo al consumo.

3.5.2 Balance neto: consumos auxiliares

Para el balance neto se contabilizó el consumo del sistema auxiliar: bomba de recirculación y PLC energizado permanentemente. En esta simulación se asumió el compresor disponible durante 22 h, y dado que el tanque alcanza 40°C entre las 17:00 y las 19:00, la recuperación se mantiene activa gran parte del día. Por tanto, el cálculo de auxiliares queda conservador:

$$\text{Bomba: } E_{bomba} = 0.123kW \times 22 h = 2.7 kWh/dia$$

$$\text{PLC: } E_{bomba} = 0.004kW \times 22 h = 0.088 kWh/dia$$

$$\text{Consumo total: } E_{auxiliar} = 2.788 kWh/dia$$

3.5.3 Comparativa económica del calentador primario

a) Resistencia eléctrica (0.12 USD/kWh; $\eta_{el} = 0.98$)

➤ Costo sin precalentamiento:

$$E_{el,sin} = \frac{Q_{sin}}{\eta_{el}} = \frac{22.77}{0.98} = 23.24 \frac{kWh}{dia} \rightarrow C_{sin} = 23.24(0.12) = 2.79 USD/dia$$

- Costo con precalentamiento:

$$E_{el,con} = \frac{Q_{sin}}{\eta_{el}} = \frac{15.18}{0.98} = 15.49 \frac{kWh}{dia} \rightarrow C_{con} = 15.49(0.12) = 1.86 \text{ USD/dia}$$

- Ahorro bruto: 0.93 USD/dia

- Costos auxiliares:

$$C_{aux} = 2.788(0.12) = 0.33 \text{ USD/dia}$$

- Ahorro neto calentador eléctrico:

$$C_{neto} = 0.60 \frac{USD}{dia} = 219 \frac{USD}{año}$$

a) Calentador a GLP (0.80 USD/kg; $\eta_g=0.80$; PCI=12.8 kWh/kg)

- Costo sin precalentamiento:

$$m_{sin} = \frac{Q_{sin}}{\eta_g PCI} = \frac{22.77}{0.80(12.8)} = 2.22 \frac{kWh}{dia} \rightarrow C_{sin} = 2.22(0.80) = 1.78 \text{ USD/dia}$$

- Costo con precalentamiento:

$$m_{con} = \frac{15.18}{0.80(12.8)} = 1.48 \frac{kWh}{dia} \rightarrow C_{con} = 1.18 \text{ USD/dia}$$

- Ahorro bruto: 0.60 USD/dia

- Ahorro neto calentador eléctrico:

$$C_{aux} = 0.27 \frac{USD}{dia} = 98.55 \frac{USD}{año}$$

Referente a los resultados, el precalentamiento mediante recuperación de calor reduce la energía térmica que debe aportar el calentador principal en aproximadamente 7.59 kWh/día, lo que se traduce en una disminución apreciable del consumo de energía final del sistema de calentamiento; sin embargo, al incorporar el balance neto el beneficio económico queda condicionado por el costo de la energía auxiliar. En el escenario con resistencia eléctrica, el ahorro bruto por menor calentamiento sensible se mantiene relativamente alto y, aun con un supuesto conservador de operación prolongada de la bomba, se obtiene un ahorro neto positivo; en cambio, con GLP el costo del kWh térmico útil resulta más competitivo, por lo que el margen de ahorro por precalentamiento es menor y se vuelve más sensible al consumo eléctrico auxiliar, aunque se conserva un beneficio neto ligeramente positivo. Es importante notar que estos resultados se basan en condiciones deliberadamente conservadoras.

En operación real, la recuperación se activaría solo cuando el tanque desciende bajo la banda de control y además dependería de las horas efectivas del compresor; por tanto, la energía auxiliar real tendería a ser menor, incrementando el ahorro neto (especialmente en el caso GLP). Adicionalmente, la simulación incluyó variaciones de carga térmica del cuarto frío a lo largo del día, lo que afecta indirectamente la disponibilidad instantánea de calor recuperable y reproduce un comportamiento más realista del hotel (mayor actividad en preparación de comidas y reposición de alimentos). En términos de interpretación económica, el GLP suele ser la alternativa más conveniente como fuente primaria cuando se compara costo por calor útil entregado; no obstante, el sistema integrado aporta valor al reducir la fracción de energía que debe suministrar el calentador, y su ventaja económica mejora a medida que el control minimiza el tiempo de operación de la bomba y se aprovecha el calor residual disponible durante los periodos de mayor operación frigorífica.

Capítulo 4

4.1. Conclusiones y recomendaciones

4.1.1 Conclusiones

El aprovechamiento del calor de descarga mediante un recuperador en serie con el condensador es viable para precalentar ACS sin interferir directamente con el evaporador, siempre que se controle la recuperación para no penalizar la condensación.

El setpoint del tanque en 40 °C (con histéresis) explica los tramos donde la potencia recuperada se reduce o se anula: cuando el tanque alcanza el setpoint, el control deshabilita el intercambio (bypass/ON-OFF), estabilizando la temperatura del almacenamiento.

Las variaciones de la potencia recuperada no dependen solo de la demanda: también responden al estado termodinámico del refrigerante en el intercambiador. Cuando el refrigerante permanece como vapor sobrecalentado, el coeficiente convectivo externo es menor y el intercambio disminuye; cuando entra en zona de mezcla (condensación parcial) el coeficiente aumenta y se observa un mejor desempeño térmico (coherente con los cambios de pendiente del tanque).

La simulación transitoria evidencia que los picos de consumo provocan aumentos de la potencia asociada a la demanda y caídas en la temperatura del tanque; posteriormente, el sistema recupera temperatura cuando vuelve a habilitarse la recuperación y/o la demanda disminuye.

El diseño final del intercambiador coaxial (geometría seleccionada) logra un compromiso entre capacidad de transferencia y caída de presión, condición crítica al estar ubicado en la línea de descarga y en serie con el condensador.

En términos energéticos, el precalentamiento con recuperación representa un aporte neto que reduce el requerimiento diario del calentador primario, mejorando la eficiencia del sistema de ACS en el escenario de operación evaluado.

4.1.2 Recomendaciones

Con base en las limitaciones identificadas y con el fin de ampliar el alcance del trabajo, se plantean las siguientes recomendaciones para futuras fases de estudio o implementación:

Realizar una validación experimental del prototipo (intercambiador–tanque–control) para contrastar la potencia recuperada real, la evolución térmica del tanque y el impacto sobre el ciclo (temperaturas, presiones y consumo eléctrico), ya que el desempeño en sitio puede diferir por hábitos de uso, variabilidad de carga del cuarto frío y condiciones ambientales.

Optimizar la estrategia de control para minimizar consumos auxiliares: implementar lógica que active la bomba solo cuando exista disponibilidad real de calor en descarga y cuando el tanque requiera carga térmica, además de incorporar histéresis y horarios de demanda. Esta mejora es prioritaria porque el balance neto de ahorro depende fuertemente de las horas de operación de la bomba y del control.

Evaluar escenarios de escalamiento: aplicar la metodología a cuartos fríos de mayor capacidad, a múltiples evaporadores o a mayor carga térmica de ACS, con el objetivo de incrementar la energía recuperada y elevar la temperatura de salida, lo que podría convertir el sistema en un aporte más significativo (no solo precalentamiento) y mejorar la rentabilidad.

Incorporar instrumentación y monitoreo permanente (temperaturas, caudal, presiones y energía eléctrica) para operar con datos reales y ajustar el control. Con medición continua se puede cuantificar el ahorro real, detectar pérdidas de desempeño y sostener decisiones de mejora.

Referencias

- Almasri, R. A., Abu-Hamdeh, N. H., Alajlan, A., & Alresheedi, Y. (2022). Utilizing a domestic water tank to make the air conditioning system in residential buildings more sustainable in hot regions. *Sustainability*, 14(22). <https://doi.org/10.3390/su142215456>
- Alsouda, F., Bennett, N. S., Saha, S. C., Salehi, F., & Islam, M. S. (2023). Vapor compression cycle: A state-of-the-art review on cycle improvements, water and other natural refrigerants. *Clean Technologies*, 5(2), 584–608.
<https://doi.org/10.3390/cleantechnol5020030>
- Anisiji, E. O., & Amosun, S. T. (2024). Thermodynamic analysis of a single-stage vapor compression refrigeration system mixing Al_2O_3 as the nanoparticle and R134a as the base fluid. *Research and Applications of Thermal Engineering*, 7(3), 31–45.
<https://doi.org/10.5281/zenodo.14242717>
- ASHRAE. (2022). *ASHRAE handbook: Refrigeration*. ASHRAE.
- Aziz, A., Samri, A., Mainil, R. I., & Mainil, A. K. (2020). Performance of air source air conditioning water heater using trombone coil dummy condenser with different diameter and pipe length. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 14(2), 6743–6752.
<https://doi.org/10.15282/JMES.14.2.2020.16.0528>
- Bergman, T.L., Lavine, S.A., Incropera, F.P. and Dewitt, D.P. (2011) *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th Edition, John Wiley & Sons, Hoboken.

Bohn, S. A. de C. V. (2005). Manual de ingeniería (Boletín H-ENG-1 APM, BCT-025)

[Manual]. <https://www.bohn.com.mx/ArchivosPDF/BCT-025-H-ENG-1APM-Manual-Ingenieria.pdf>

Brückner, S., Liu, S., Miró, L., Radspieler, M., Cabeza, L. F., & Lävemann, E. (2015). Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, 151, 157–167.

<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.147>

Capriotti, P. (2013). Planificación estratégica de la imagen corporativa. Ediciones Planeta.

Carneiro, R., Gaspar, P. D., & Silva, P. D. (2017). 3D and transient numerical modelling of door opening and closing processes and its influence on thermal performance of cold rooms. *Applied Thermal Engineering*, 113, 585–600.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.046>

Cejudo, C., Lerond, J., Tillou, M., & Goel, S. (2025). Service water heating system performance approach for energy codes: Technical brief (PNNL-34990 Rev. 2). Pacific Northwest National Laboratory.

Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2010). *Thermodynamics: An engineering approach*. McGraw-Hill.

Chauca Ushiña, F. J. (2020). Análisis de los lugares gastronómicos tradicionales y su importancia para el desarrollo socioeconómico del cantón Santo Domingo de los Colorados, provincia de Santo Domingo de los Tsáchilas [Tesis de pregrado, Universidad Nacional de Chimborazo]. Repositorio Digital UNACH.
<http://dspace.unach.edu.ec/handle/51000/6820>

De Beer, J., Worrell, E., & Blok, K. (1998). Long-term energy-efficiency improvements in the paper and board industry. *Energy*, 23(1).

Flayyih, R. A., Alwan, K. J., & Aljaberi, H. A. (2025). Comparative heat transfer analysis of helical coil and straight tube heat exchangers. *Case Studies in Thermal Engineering*, 76, 107386. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2025.107386>

Fricke, B. A. (2011). Waste heat recapture from supermarket refrigeration systems.
<https://doi.org/10.2172/1028753>

Gas Servei. (2024). Ficha técnica R-134a [Ficha técnica]. <https://gas-servei.com/wp-content/uploads/2024/11/Ficha-Tecnica-R-134a-GS-2024-MX.pdf>

Gantep University. (s. f.). Refrigeration load.
<https://akbis.gantep.edu.tr/yonetim/upload/files/148503-7321.pdf>

Haiding Group. (2025). Introduction to cold storage refrigeration systems.
<https://www.haidinggroup.com/industry-news/introduction-to-cold-storage-refrigeration-systems-article-564>

Hmida, A., Chekir, N., Laafer, A., Slimani, M. E. A., & Ben Brahim, A. (2019). Modeling of cold room driven by an absorption refrigerator in the south of Tunisia: A detailed energy and thermodynamic analysis. *Journal of Cleaner Production*, 211, 1239–1249.
<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.11.219>

Jaramillo, O. A. (2007). *Intercambiadores de calor*. Centro de Investigación en Energía.

Jiangsu Yuanzhuo Equipment Manufacturing Co., Ltd. (2023). What is a coaxial heat exchanger and how does it work? <https://www.yojointernational.com/news/a-coaxial-heat-exchanger-and-how-does-it-work.shtml>

Jouhara, H., Khordehghah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A., & Tassou, S. A. (2018). Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, 268–289. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>

Kalambate, S. P., Gawade, R. N., Khandekar, S. B., Jadhav, D. D., & Bhatkar, N. M. H. (2015). Performance analysis of vapour compression refrigeration system by using R134a and blend of R290 and R600a. *Journal of Advance Research in Mechanical & Civil Engineering*, 2(3), 76–80. <https://doi.org/10.53555/nmmce.v2i3.359>

KeepRite Refrigeration. (s. f.). *Heat Reclaim Coils for Refrigeration Systems* (Bulletin K70-KHR-PDS-11).

Wongwises, Somchai & Polsongkram, Maitree. (2006). Condensation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger. *International*

Journal of Heat and Mass Transfer - INT J HEAT MASS TRANSFER. 49. 4386-4398.

10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.010.

NSF. (2024). NSF/ANSI 61: Drinking water system components – Health effects.

<https://www.nsf.org/knowledge-library/nsf-ansi-standard-61-drinking-water-system-components-health-effects>

Operador Nacional de Electricidad (CENACE). (s. f.). Información operativa.

<https://www.cenace.gob.ec/info-operativa/InformacionOperativa.htm>

Stoecker, W. F. (1998). Industrial refrigeration handbook. McGraw-Hill.

United Nations Environment Programme. (2015). Fact sheet 4: Commercial refrigeration.

https://ozone.unep.org/sites/ozone/files/Meeting_Documents/HFCs/FS_4_Commercial_Refrigeration_Oct_2015.pdf

United for Efficiency. (2021). Commercial refrigeration equipment supporting information.

https://united4efficiency.org/wp-content/uploads/2021/11/U4E_CommercialRefrig_Supporting-Info_20211109.pdf

U.S. Department of Defense. (2024). UFC 4-826-10: Design: Refrigeration systems for cold storage. Whole Building Design Guide. <https://www.wbdg.org/dod/ufc/ufc-4-826-10>

VDI Heat Atlas. (2010). VDI heat atlas. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6>

Whitman, W. C., Johnson, W. M., & Tomczyk, J. (2013). Refrigeration and air conditioning technology. Cengage Learning.

Woolley, E., Luo, Y., & Simeone, A. (2018). Industrial waste heat recovery: A systematic approach. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 29, 50–59.
<https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.07.001>

Yadav, V. (2010). Cold storage: A view of energy efficient technologies and practices.
<https://doi.org/10.13140/2.1.3937.6009>

Apéndice A

Fichas técnicas de componentes del sistema

Figura 26


Ficha técnica y dimensiones generales de la bomba de recirculación LEO LRP15-90A/160.

PRODUCT

Pump

LEO / 60Hz

LRP15-90A/160



Application

- It is widely used for heating ventilating and air conditioning (HVAC) circulation, pressure boosting of hot water in family, homes powered by solar energy, industrial auxiliary equipment cold and hot water circulation and so forth
- Water circulation for the central and district heating system
- Domestic hot water circulation

Pump

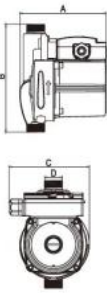
- Automatic pressure boosting
- Anti-rust cast iron pump body
- Noryl impeller with heat resistance up to 150°C
- 99% alumina ceramic shaft
- Liquid temperature: 2°C - 60°C

Motor

- Insulation class: H
- Protection class: IP42
- 99% alumina ceramic bearing
- Copper winding

Show details

Dimension Drawing



Identification Codes

LRP 15 - 90 A / 160

- Distance between Inlet and Outlet (mm)
- Automatic Pressure Booster
- Max. Head (dm)
- Inlet/Outlet Diameter (mm)
- LEO Circulation Pump

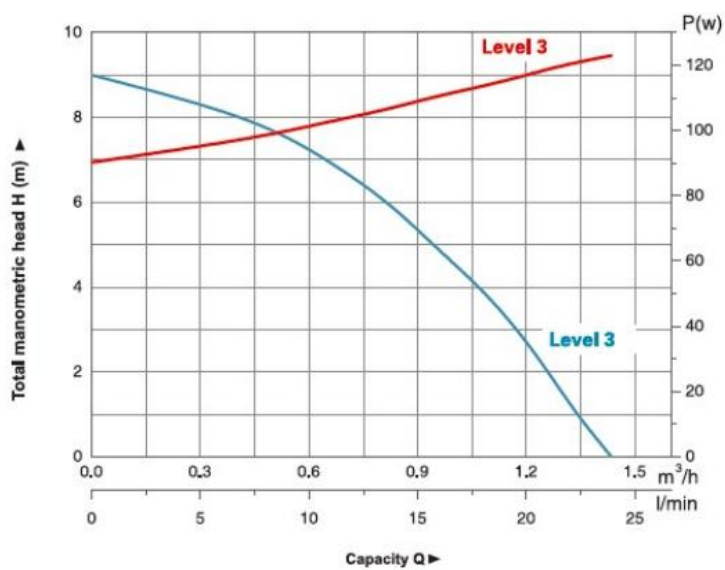
MODEL	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D
LRP15-90A/160	129	160	120	G 3/4

Figura 27

Curva característica ($Q-H$) y consumo eléctrico de la bomba LEO LRP15-90A/160 (nivel 3), y materiales principales

Materials Table

No.	Part	Material
1	Rotor	
2	Thrust bearing adjusting mat	Noryl
3	Thrust bearing rubber mat	Silicon rubber
4	Thrust bearing	Graphite
5	Front bearing	Alumina
6	Pump support cover	Stainless steel
7	Check ball	Silicon rubber
8	Impeller	PPG
9	Pump body	Cast iron/bronze
10	Pump body insert	Stainless steel
11	Body gasket	
12	Back bearing	HT200
13	Can brg asm	Stainless steel
14	Can brg asm seal	Silicon rubber
15	Stator cover(front)	PA66
16	Motor stator with winding	
17	Stator cover(back)	PA66
18	Pump shell	ADC12
19	Cable outlet nut	ABS
20	Speed regulation button	ABS
21	Terminal cover	ABS
22	Capacitor	
23	Speed regulation board	
24	Terminal box	PC
25	Flow switch	



LRP15-90A/160

— Q-H
— Q-P

Figura 28

Hoja técnica y dimensiones de la válvula solenoide Danfoss tipo EVU (serie EVU 1–EVU 6).



Solenoid valves, Type EVU

- Condensing temperature $t_c = 40^\circ\text{C}$,
- Pressure drop across valve $\Delta p = 0.8 \text{ bar}$,
- Hot gas temperature $t_h = 65^\circ\text{C}$
- Subcooling of refrigerant $\Delta t_{\text{sub}} = 4 \text{ K}$

Valve selection based on capacity calculation

As for extended capacity calculations and valve selection based on capacities and refrigerants, please refer to Coolselector*2. Rated and extended capacities are calculated with the Coolselector*2 calculation engine to ARI standards with the ASEREP equations based on laboratory measurements of selected valves.

Dimensions [mm] and weight [kg]

Figure 3: EVU 1 – EVU 6, mounted with DIN coil connection

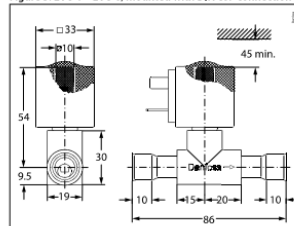


Figure 4: EVU 1 – EVU 6

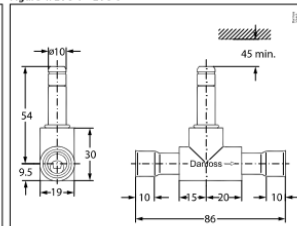


Figure 5: EVU 8

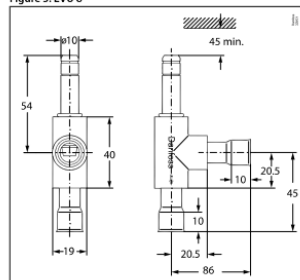


Table 4: Net weight [kg]

Product description	Net weight (approx.)
Coil W	0.1
Coil with cable	0.15
Valve	0.1

Figura 29

Hoja técnica de la válvula solenoide Danfoss tipo EVR: diseño interno y materiales (EVR 10–EVR 18).

Data sheet Solenoid valve, EVR 2 - EVR 40

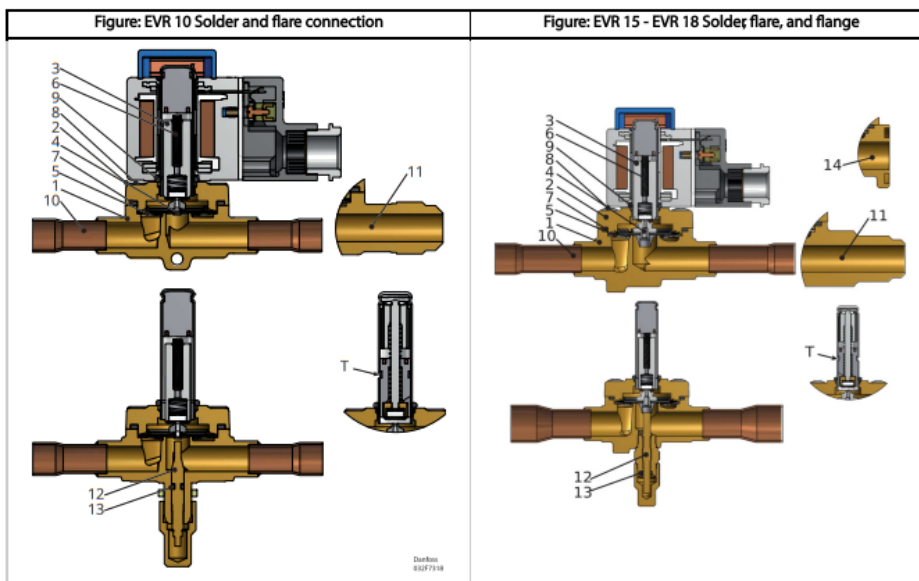


Table: Design and material for EVR 10, EVR 15, EVR 18

Pos. no.	Description	Material
1	Valve housing assembly	Brass
2	Cover	Brass
3	Armature assembly	Stainless steel/PTFE
4	Diaphragm assembly	Stainless steel/PTFE
5	Support washer	Stainless steel
6	Armature spring	Stainless steel
7	Seal	Chloroprene rubber
8	Screws	Stainless steel
9	O-ring	EPDM rubber
10	Solder connection	Copper
11	Flare connection	Brass
12	Manual stem	Brass
13	O-ring	Chloroprene rubber
14	Flange connection	Brass
T	Normally Open (NO) tube design	

Figura 30

Dimensiones y pesos de la válvula solenoide Danfoss EVR 10.

Data sheet Solenoid valve, EVR 2 - EVR 40



Dimensions and weights for EVR 10 Solder connection

Figure: EVR and Cable coil

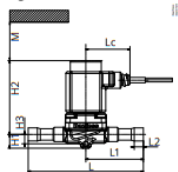


Figure: EVR and DIN plug coil

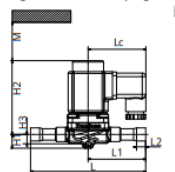


Figure: EVR and Terminal box coil

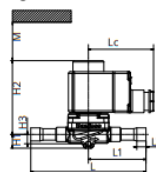


Figure: Manual stem

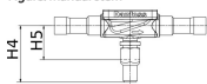


Figure: End view



Table: Dimensions and weights for EVR 10 Solder connection

Type	Connection size		Manual operation	H1	H2	H3	H4	H5	M min.	L	L1	L2	LC	W	W1 max.	Net weight without coil ⁽¹⁾
	[in]	[mm]		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
Valve body																
EVR 10	1/8	12	Yes	15	82	10	48	29	65	128	64	10	-	46	-	0.39
	1/8	10	No	15	82	10	-	-	65	118	59	-	-	46	-	0.34
	1/4	16	No	15	82	10	-	-	65	163	81.5	12	-	46	-	0.38
	1/4	16	Yes	15	82	10	48	29	65	163	81.5	12	-	46	-	0.4
Coil																
Cable coil													49	-	46	-
DIN plug coil													64	-	47	-
Terminal box coil 10W													72	-	47	-
Terminal box coil 12/20W													80	-	68	-

⁽¹⁾Net weight of coil for 10 W is approx. 0.3 kg and for 12 and 20 W is approx. 0.5 kg

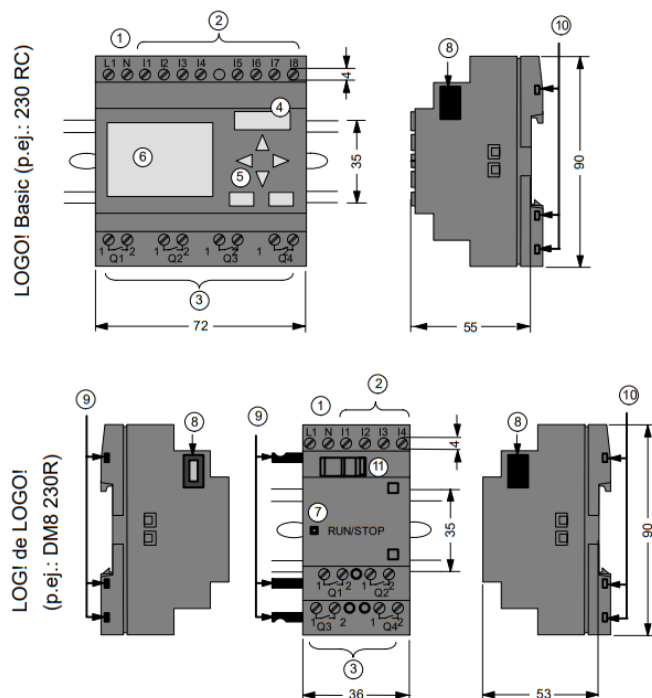
For 3D CAD models on individual code numbers visit store.danfoss.com

Figura 31

Dimensiones e identificación de terminales del PLC Siemens LOGO (equipo de control).

¿Qué es LOGO!?

Estructura de LOGO!



- | | | |
|---------------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------|
| ① Alimentación de tensión | ⑤ Panel de mando
(no en RCo) | ⑧ Interfaz de ampliación |
| ② Entradas | ⑥ Pantalla LCD
(no en RCo) | ⑨ Codificación mecánica
– clavija |
| ③ Salidas | ⑦ Indicador de estado
RUN/STOP | ⑩ Codificación mecánica
– hembra |
| ④ Receptáculo para módulo
con tapa | | ⑪ Guía deslizante |

Figura 32

Especificaciones ambientales y mecánicas del PLC Siemens LOGO (temperatura, humedad, vibración, IP).

criterio	Verificación según	Valores
LOGO!Basic: Dimensiones (AxAxP) Peso Montaje		72 x 90 x 55 mm aprox. 190 g en perfil soporte de 35 mm 4 unidades de distribución de ancho o montaje en la pared
LOGO! de LOGO!: Dimensiones (AxAxP) Peso Montaje		36 x 90 x 55 mm aprox. 90 g en perfil soporte 35 mm 2 unidades de distribución de ancho o montaje en la pared
Condiciones ambientales climáticas		
Temperatura ambiente montaje horizontal montaje vertical	Frío según IEC 60068-2-1 Calor según IEC 60068-2-2	0 ... 55 °C 0 ... 55 °C
Almacenaje/transporte		- 40 °C ... +70 °C
Humedad relativa	IEC 60068-2-30	del 10 al 95% sin condensación
Presión atmosférica		795 ... 1080 hPa
Sustancias nocivas	IEC 60068-2-42 IEC 60068-2-43	SO ₂ 10 cm ³ /m ³ , 4 días H ₂ S 1 cm ³ /m ³ , 4 días
Condiciones ambientales mecánicas		
Tipo de protección		IP 20
Vibraciones	IEC 60068-2-6	5 ... 9 Hz (amplitud constante 3,5 mm) 9 ... 150 Hz (aceleración constante 1 g)
Choque	IEC 60068-2-27	18 choques (semisenoidal 15g/11ms)
Caída ladeada	IEC 60068-2-31	Altura de caída 50 mm

Figura 33

Compatibilidad electromagnética (CEM) y ensayos de seguridad eléctrica del PLC Siemens

LOGO.

Datos técnicos

Criterio	Verificación según	Valores
Caída libre, embalado	IEC 60068-2-32	1 m
Compatibilidad electromagnética (CEM)		
Emisión de interferencias	EN 55011/A EN 55022/B EN 50081-1 (área residencial)	Case valor límite B grupo 1
Descarga electrostática	IEC 61000-4-2 grado de intensidad 3	8 kV descarga al aire 6 kV descarga por contacto
Campos electromagnéticos	IEC 61000-4-3	Intensidad de campo 10 V/m
Radiación HF en cables y pantallas de cable	IEC 61000-4-6	10 V
Impulsos en ráfagas	IEC 61000-4-4 grado de intensidad 3	2 kV (conductores de alimentación y de señalización)
Impulso individual de alta energía (Surge) (sólo para LOGO! 230....)	IEC 61000-4-5 grado de intensidad 3	1 kV (conductores alimentación) simétrico 2 kV (conductores alimentación) asimétrico
Datos sobre seguridad IEC / VDE		
Dimensionamiento de los entrehierros y las fugas	IEC 60664, IEC 61131-2, EN 50178 cULus según UL 508, CSA C22.2 No. 142 En LOGO! 230R/RC también VDE 0631	se cumple
Rigidez dieléctrica	IEC 61131-2	se cumple

Apéndice B

Resultados obtenidos referente al sistema integrado

Tabla 24

Resultados de iteraciones obtenidas de Matlab para el diseño del intercambiador de calor

Diámetro interior [in]	Diámetro exterior [in]	Longitud [m]	Q [kW]	Calor Recu [%]	U [Wm ² /K]	hi [Wm ² /K]	ho_vap [Wm ² /K]	ho_2Φ [Wm ² /K]
1/2	7/8	3.25	1.64	50	613.97	7175.2	267.64	1624.8
3/8	3/4	3.5	1.55	47	708.89	12859	304.31	1915.2
3/8	5/8	2	1.52	46	1199.6	12848	560	3441.1
1/2	7/8	3	1.48	45	583.18	7160.1	267.56	1664.4
1/2	3/4	1.75	1.46	44	980.63	7154.7	495.46	3016.6
3/4	1	1.5	1.40	43	720.67	3172.7	431.28	2591.8
3/8	3/4	3.25	1.38	42	651.91	12829	304.35	1964.1
1/2	7/8	2.75	1.29	39	524.87	7139.8	267.61	1711.1
1/2	1	4	1.28	39	360.03	7141.2	176.26	1152
3/8	5/8	1.75	1.26	38	1063.7	12803	559.82	3573.7
3/8	3/4	3	1.21	37	591.12	12798	304.31	2011.6
1/2	3/4	1.5	1.17	35	838.62	7124.7	495.48	3144.2
1/2	1	3.75	1.14	34	323.36	7124.6	176.29	1175.5
3/4	1	1.25	1.10	33	619.19	3157.9	431.24	2700.8
1/2	7/8	2.5	1.10	33	462.68	7119.4	267.58	1756.1

Tabla 25

Resultados de iteraciones obtenidas de Matlab para el diseño del intercambiador de calor

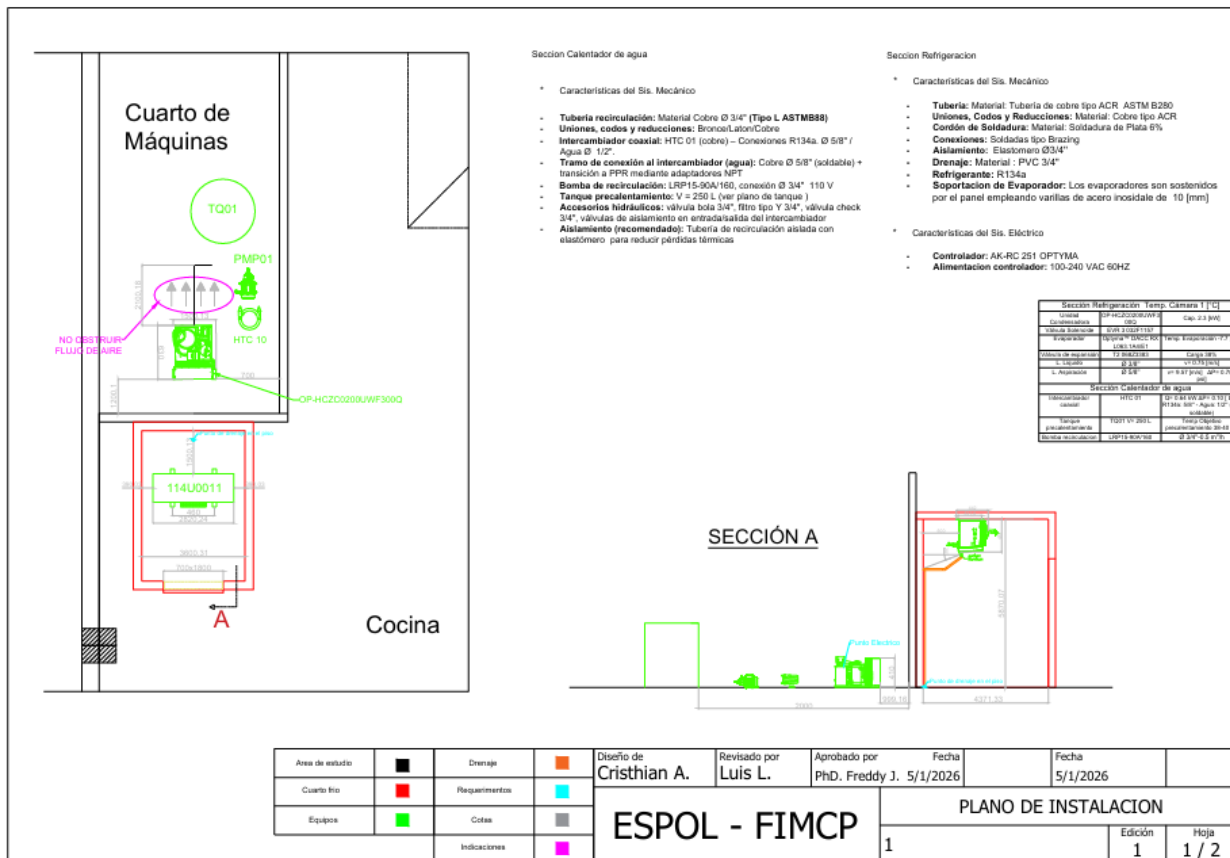
Diámetro interior [in]	Diámetro exterior [in]	Tw_out [C]	Tr_out [C]	x_out	h_out [kJkg]	dp_r [bar]	dp_w [bar]	L_vap [m]	L_2Φ [m]
1/2	7/8	26.83	41.67	0.62	358.59	0.0082	0.0868	2.11	1.14
3/8	3/4	26.68	41.67	0.65	363.89	0.0116	0.4124	2.41	1.09
3/8	5/8	26.62	41.67	0.67	366.3	0.0393	0.2358	1.35	0.65
1/2	7/8	26.56	41.67	0.68	368.31	0.0077	0.0802	2.06	0.94
1/2	3/4	26.53	41.67	0.69	369.6	0.0273	0.0468	1.16	0.59
3/4	1	26.44	41.67	0.71	373.44	0.0188	0.0052	0.96	0.54
3/8	3/4	26.38	41.67	0.72	374.74	0.0109	0.3833	2.40	0.85
1/2	7/8	26.22	41.67	0.75	380.64	0.0071	0.0736	2.06	0.69
1/2	1	26.22	41.67	0.76	380.77	0.0031	0.1070	3.05	0.95
3/8	5/8	26.17	41.67	0.77	382.56	0.0348	0.2066	1.31	0.44
3/8	3/4	26.10	41.67	0.78	385.27	0.0101	0.3542	2.36	0.64
1/2	3/4	26.01	41.67	0.80	388.2	0.0236	0.0402	1.14	0.36
1/2	1	25.96	41.67	0.81	390.11	0.0029	0.1004	3.05	0.70
3/4	1	25.91	41.67	0.83	392.21	0.0158	0.0044	0.94	0.31
1/2	7/8	25.90	41.67	0.83	392.43	0.0064	0.0670	2.03	0.47

Apéndice C

Planos de instalación, fabricación del sistema integrado calentamiento-refrigeración

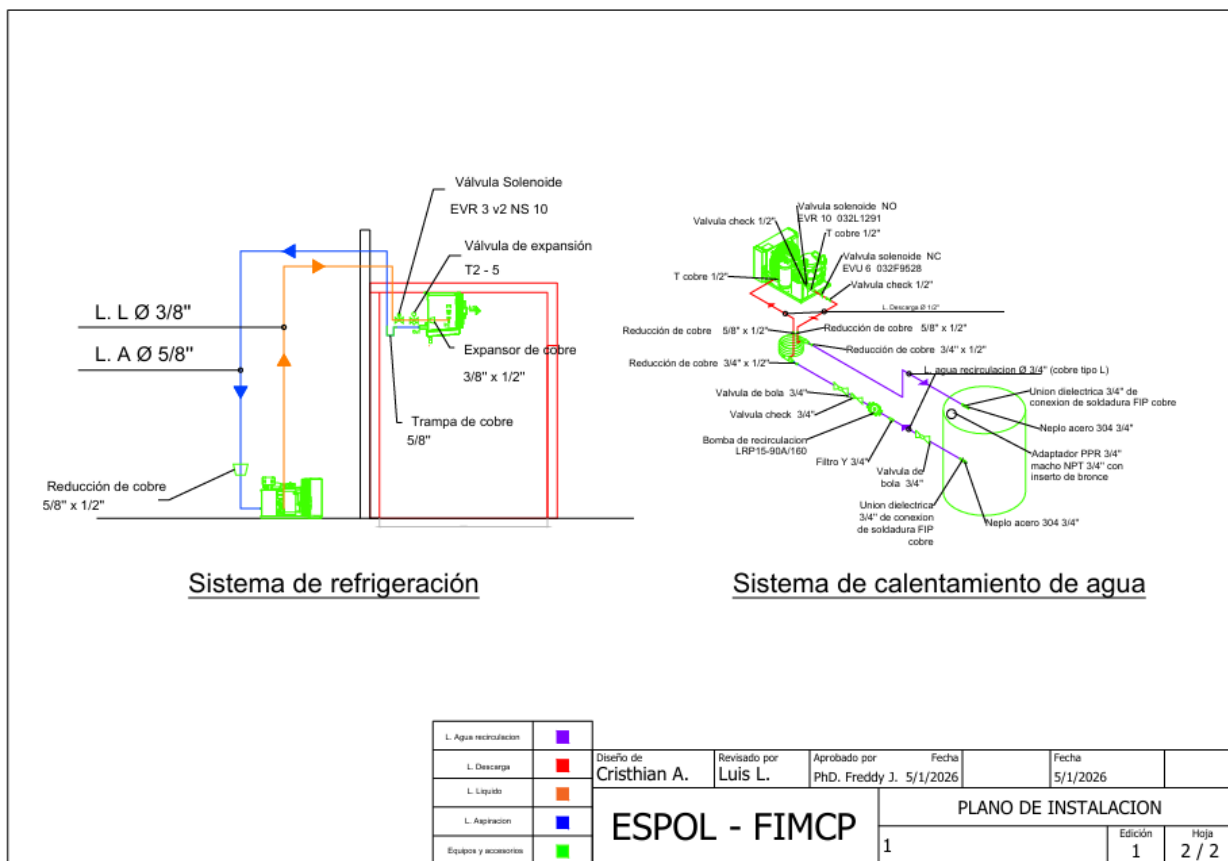
Plano 1

Plano de disposición general y levantamiento del área de estudio (ubicación de equipos)



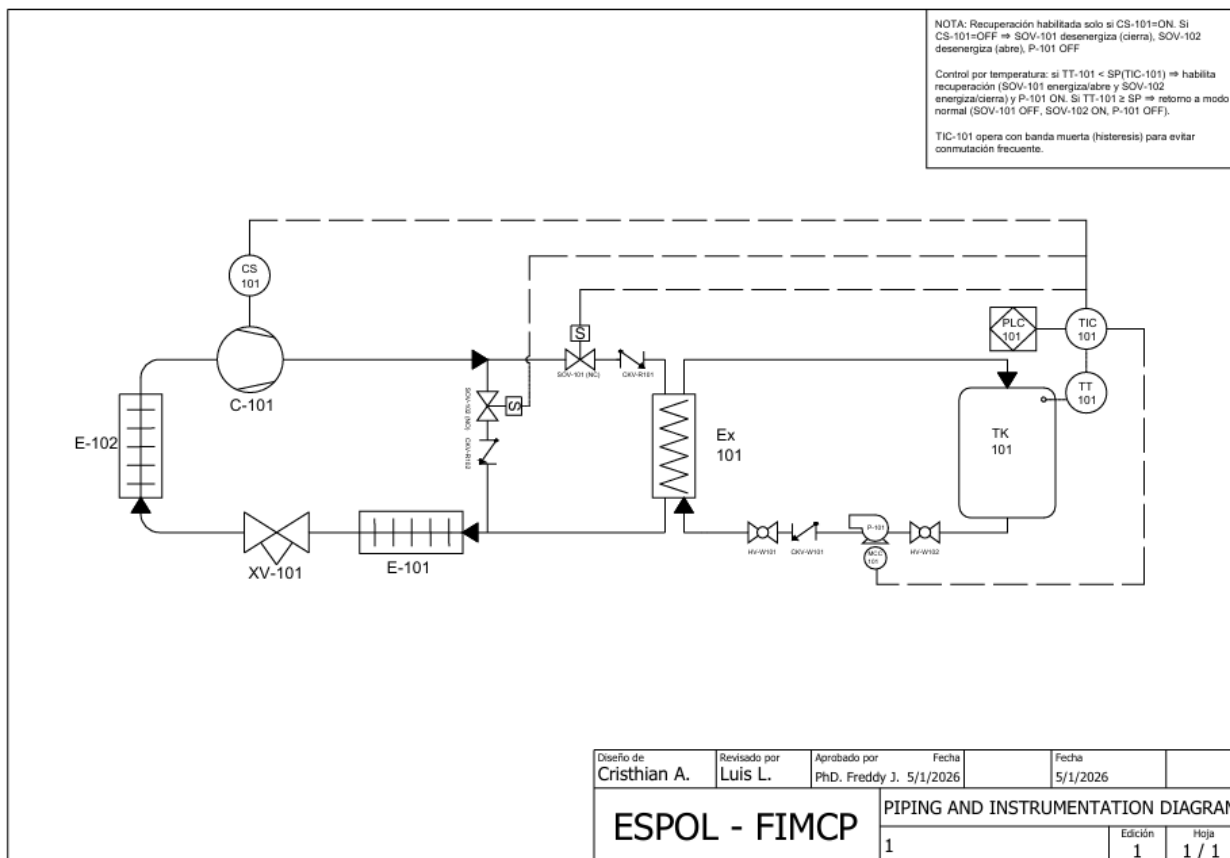
Plano 2

Plano de instalación – esquema de interconexión del sistema de refrigeración y precalentamiento



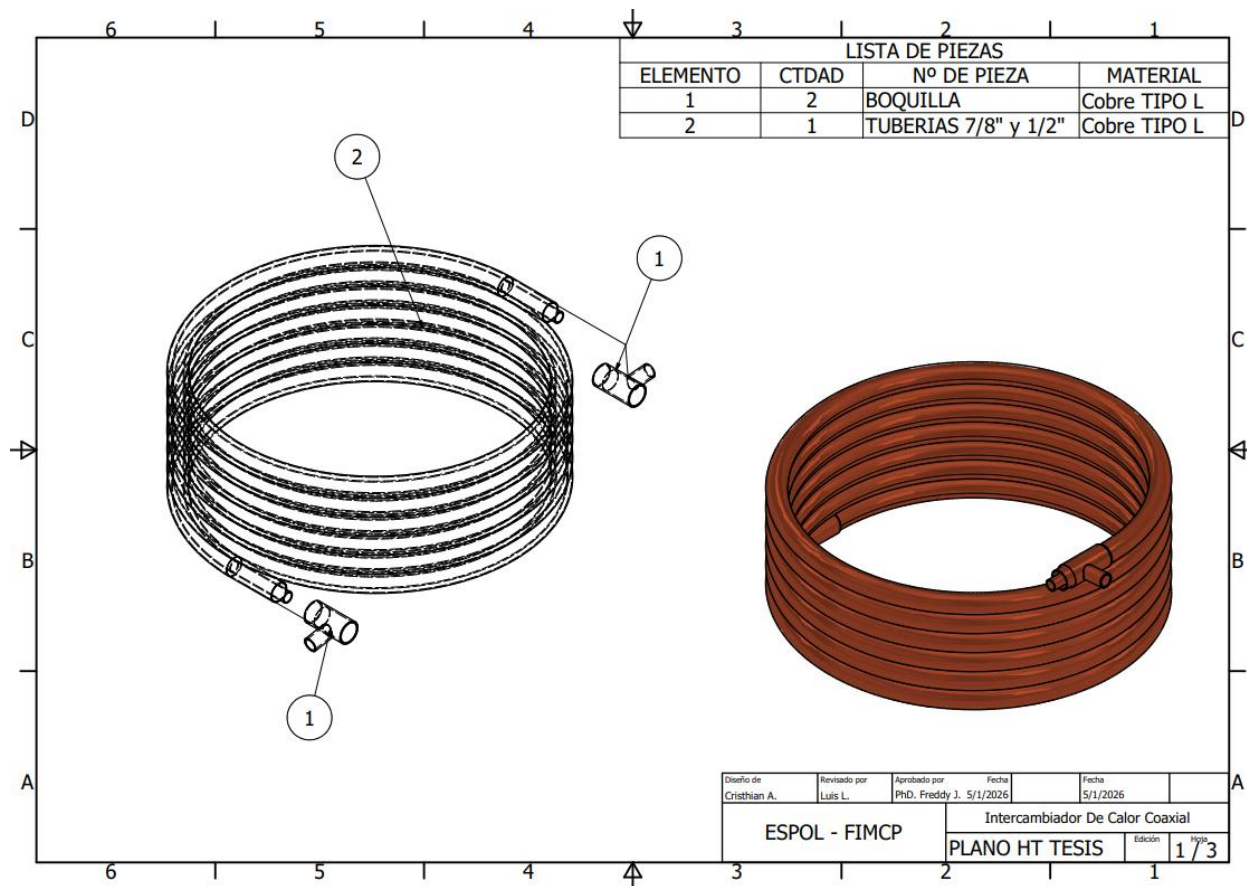
Plano 3

Diagrama de tuberías e instrumentación (P&ID) del sistema integrado de refrigeración y precalentamiento



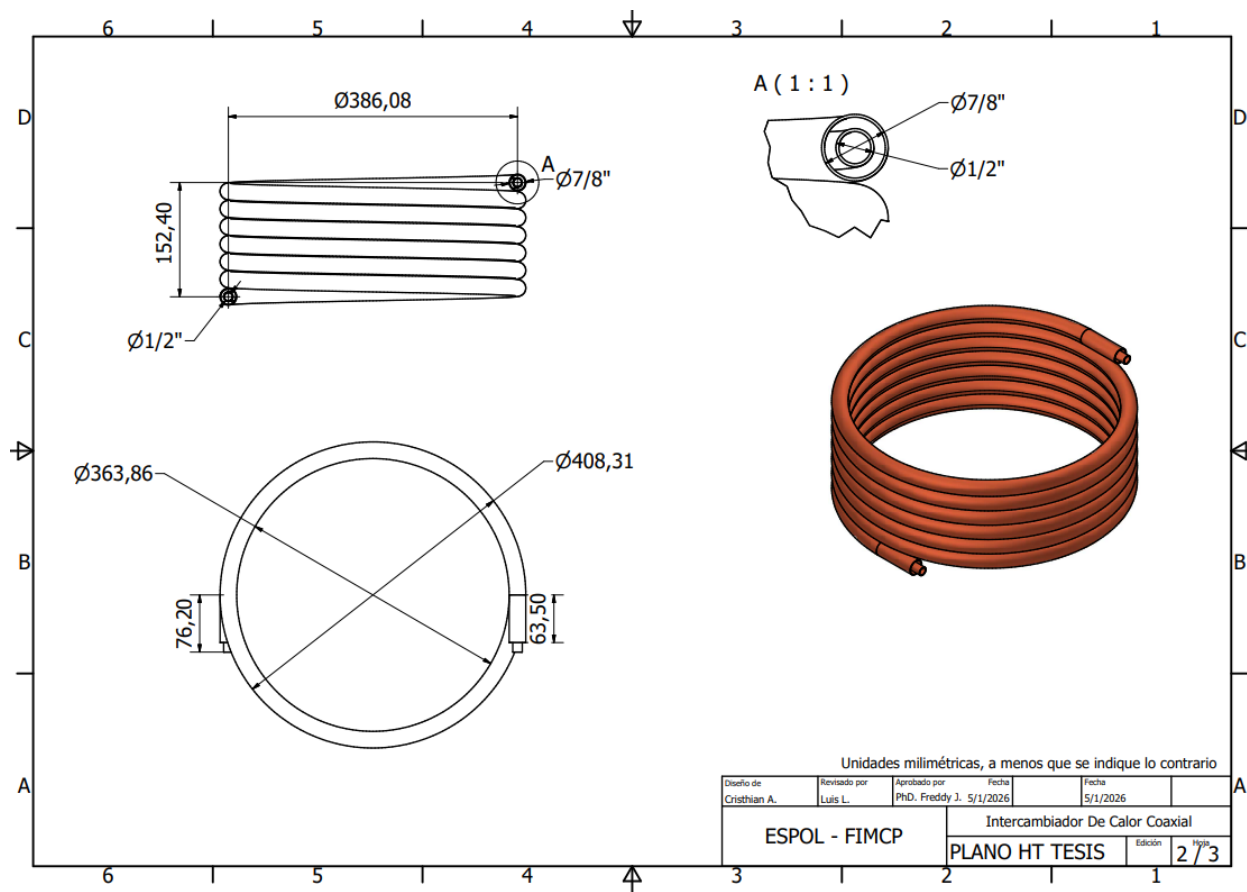
Plano 4

Planos de fabricación/dimensionamiento del intercambiador de calor coaxial (Hoja 1)



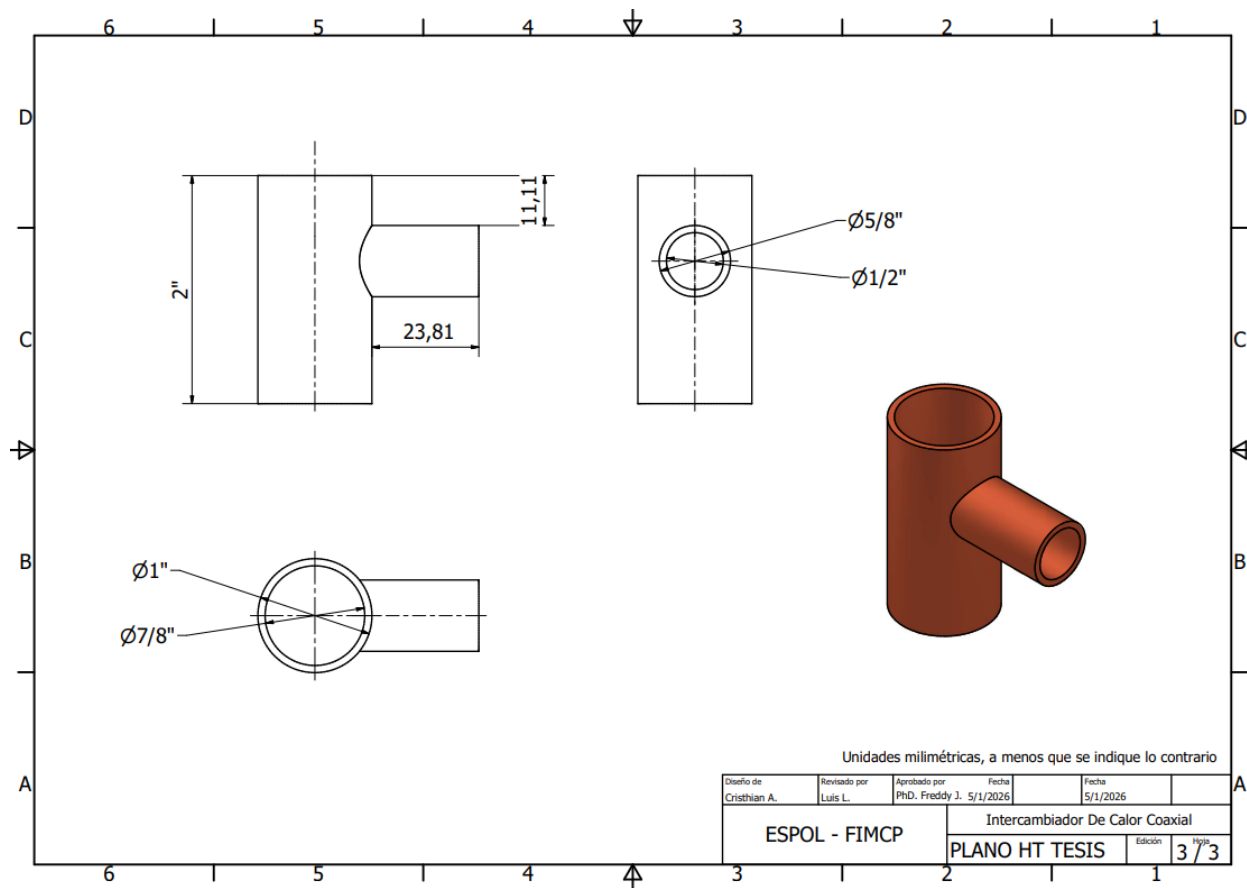
Plano 5

Planos de fabricación/dimensionamiento del intercambiador de calor coaxial (Hoja 2)



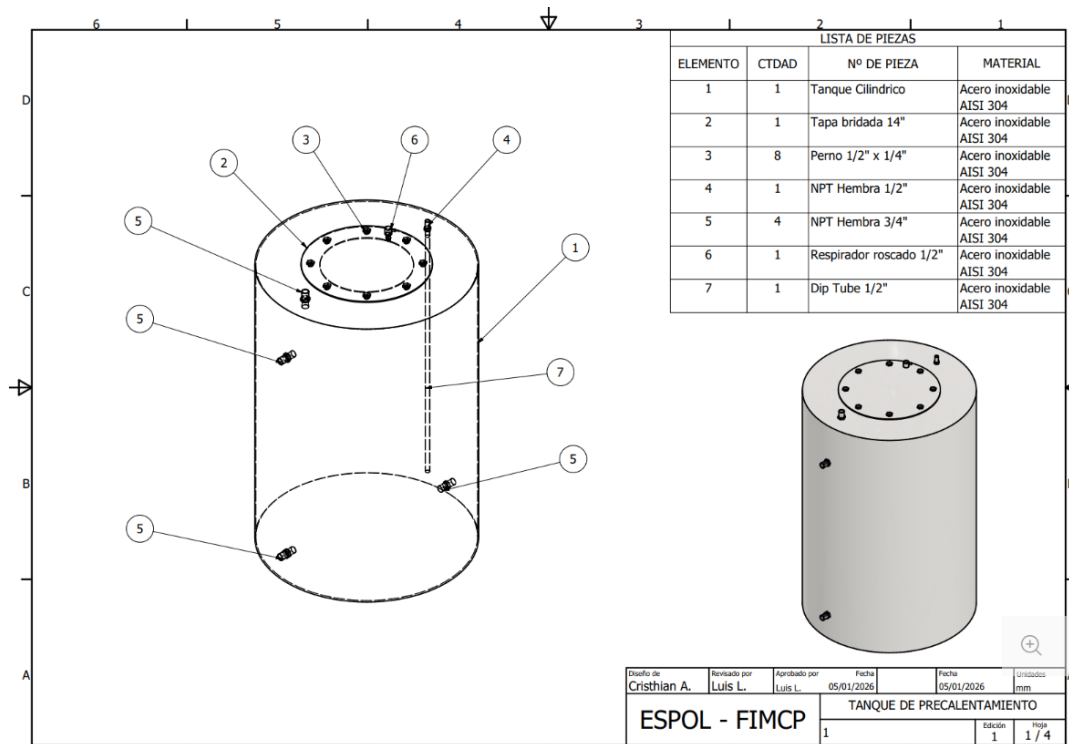
Plano 6

Planos de fabricación/dimensionamiento del intercambiador de calor coaxial (Hoja 3)



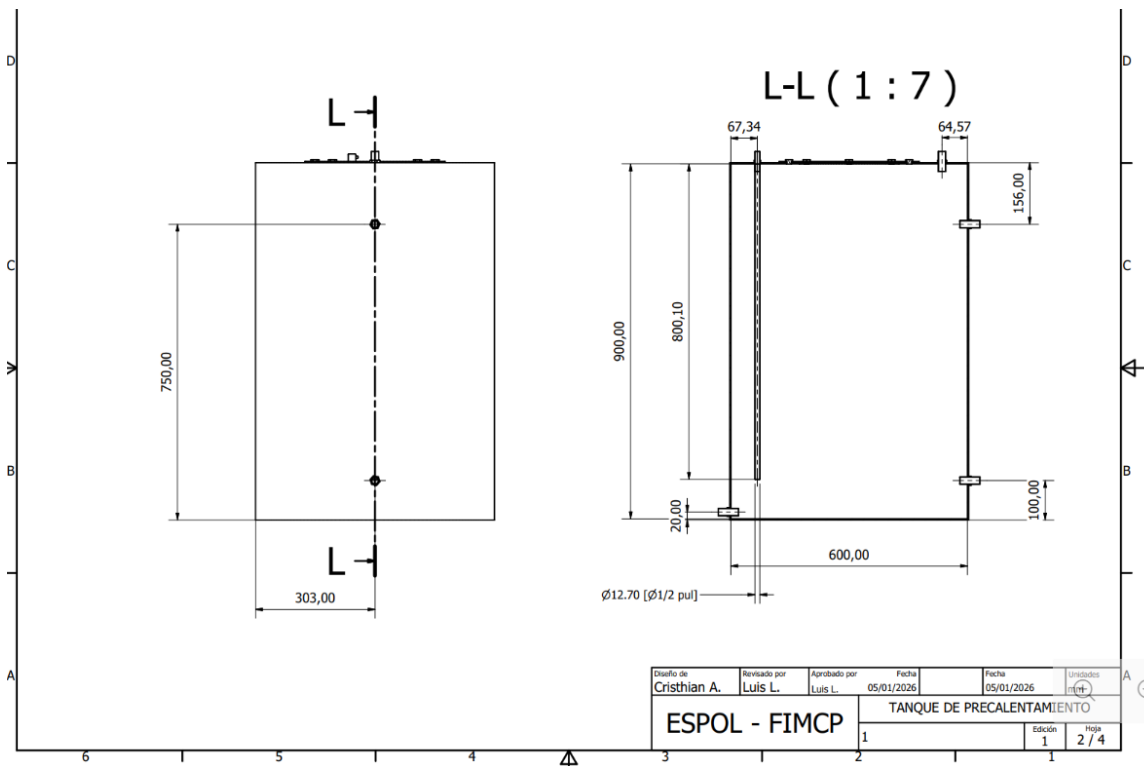
Plano 7

Planos de fabricación/dimensionamiento del tanque de precalentamiento (Hoja 1)



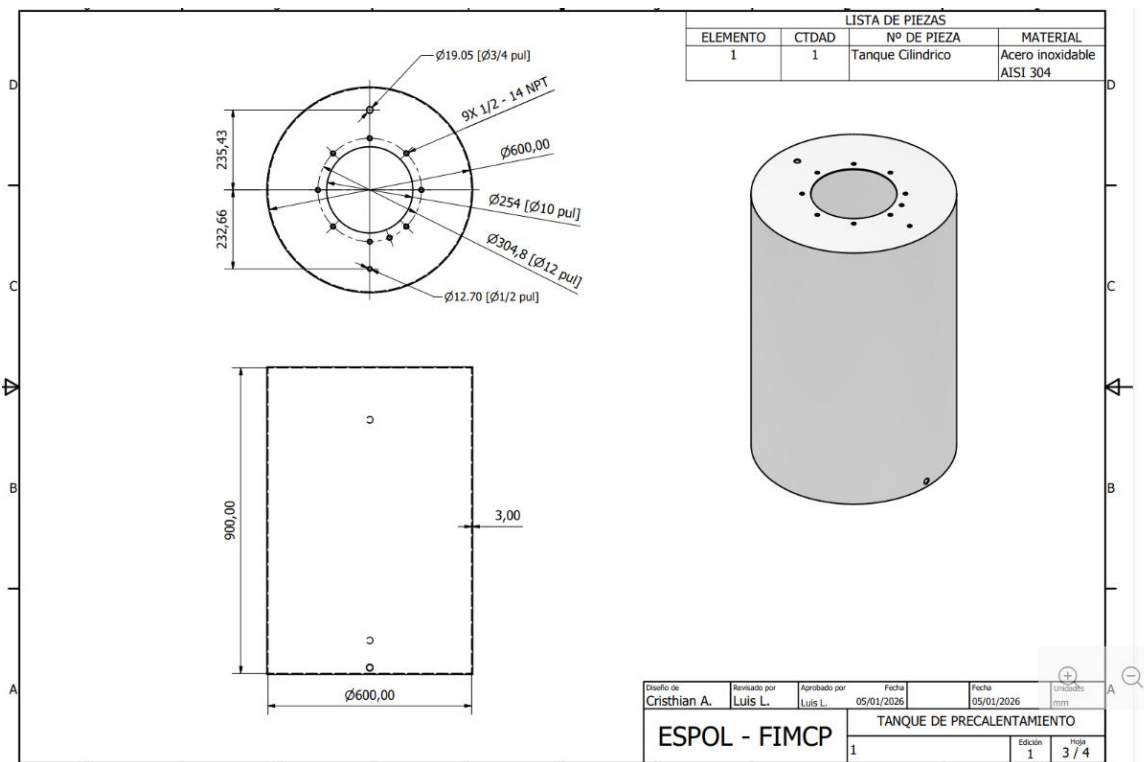
Plano 8

Planos de fabricación/dimensionamiento del tanque de precalentamiento (Hoja 2)



Plano 9

Planos de fabricación/dimensionamiento del tanque de precalentamiento (Hoja 3)



Plano 10

Planos de fabricación/dimensionamiento del tanque de precalentamiento (Hoja 4)

