

**UNIVERSIDAD INTERNACIONAL  
DE LAS AMÉRICAS  
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

**PROPUESTA PARA PRECALENTAMIENTO DE AGUA  
POTABLE EMPLEANDO BOMBAS DE CALOR PARA UN  
EDIFICIO HOSPITALARIO CON UBICACIÓN EN LA CIUDAD  
DE CARTAGO, COSTA RICA**

Trabajo final de graduación para optar por el grado de Bachillerato en Ingeniería  
Electromecánica

**AUTOR**

**Braulio E. González Cruz**

**TUTOR**

**Ing. Billy Retana Peña**

**SEDE ARANJUEZ, FEBRERO, 2024**

## TABLA DE CONTENIDOS

<b>TABLA DE CONTENIDOS</b> .....	<b>2</b>
<b>DEDICATORIA</b> .....	<b>4</b>
<b>AGRADECIMIENTOS</b> .....	<b>5</b>
<b>RESUMEN</b> .....	<b>6</b>
<b>CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>7</b>
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	7
1.2 OBJETIVO GENERAL.....	7
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	7
1.4 JUSTIFICACIÓN .....	8
<b>CAPÍTULO II: MARCO REFERENCIAL</b> .....	<b>9</b>
2.1 LIMITACIONES .....	9
2.2 ANTECEDENTES.....	10
2.2.1 <i>Antecedentes nacionales</i> .....	10
2.2.2 <i>Antecedentes internacionales</i> .....	14
<b>CAPÍTULO III: MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>20</b>
3.1 TERMODINÁMICA .....	20
3.1.1 <i>Primera ley de la termodinámica</i> .....	20
3.1.2 <i>Segunda ley de la termodinámica</i> .....	20
3.1.3 <i>Tercera ley de la termodinámica</i> .....	21
3.2 CONDUCCIÓN Y CONVECCIÓN TÉRMICA .....	21
3.2.1 <i>Conducción térmica</i> .....	21
3.2.2 <i>Convección térmica</i> .....	22
3.3 CICLOS DE REFRIGERACIÓN .....	24
3.3.1 <i>Ciclo de Carnot</i> .....	24
3.3.2 <i>Ciclo de compresión de vapor</i> .....	26
3.4 BOMBA DE CALOR .....	30
3.5 AIRE SECO Y AIRE ATMOSFÉRICO .....	32
3.6 HUMEDAD ESPECÍFICA Y RELATIVA DEL AIRE .....	32
3.7 TEMPERATURAS DE SATURACIÓN ADIABÁTICA Y DE BULBO HÚMEDO .....	33
3.8 LA CARTA PSICROMÉTRICA .....	33
3.9 ENERGÍA GEOTÉRMICA .....	34
3.9.1 <i>Recursos hidrotermales convectivos</i> .....	36
3.10 EVALUACIÓN FINANCIERA.....	36
3.10.1 <i>Valor actual neto o valor presente neto (VAN)</i> .....	37
3.10.2 <i>Tasa interna de retorno (TIR)</i> .....	38
<b>CAPÍTULO IV: MARCO METODOLÓGICO</b> .....	<b>39</b>
<b>CAPÍTULO V: DESARROLLO</b> .....	<b>44</b>
5.1 ANÁLISIS DE FUENTES DE CALOR .....	44

5.2. CÁLCULO DE LA DEMANDA DE AGUA CALIENTE.....	47
5.2.1 <i>Introducción</i> .....	47
5.2.2 <i>Consideraciones para el diseño</i> .....	48
5.2.3 <i>Cálculo de la demanda de agua caliente</i> .....	53
5.3 PROPUESTA EQUIPOS DE CALENTAMIENTO, ESCENARIO A, CALENTADORES DE COMBUSTIÓN SIN PRECALENTAMIENTO. ....	57
5.3.1 <i>Introducción</i> .....	57
5.3.1 <i>Consideraciones para la propuesta</i> .....	58
5.3.2 <i>Estimación de las capacidades de los equipos</i> .....	59
5.3.3 <i>Propuesta de los equipos</i> .....	61
5.4 PROPUESTA EQUIPOS DE PRECALENTAMIENTO ESCENARIO B, CALENTADORES DE COMBUSTIÓN Y BOMBAS DE CALOR.....	62
5.4.1 <i>Introducción</i> .....	62
5.4.1 <i>Consideraciones para la propuesta</i> .....	63
5.4.2 <i>Estimación de la demanda diaria de agua caliente</i> .....	64
5.4.3 <i>Propuesta de los equipos</i> .....	67
<b>CAPÍTULO VI: ANÁLISIS FINANCIERO Y ANÁLISIS DE CONSUMO ENERGÉTICO .....</b>	<b>77</b>
6.1 INTRODUCCIÓN.....	77
6.2 ANÁLISIS DEL ESCENARIO A, CALENTADORES DE COMBUSTIÓN SIN PRECALENTAMIENTO .....	78
6.3 ANÁLISIS ESCENARIO B, SISTEMA DE CALENTAMIENTO CON CALDERAS DE COMBUSTIÓN CON GAS LICUADO DE PETRÓLEO CON PRECALENTAMIENTO Y CON BOMBAS DE CALOR. ....	80
6.4 ANÁLISIS DEL ESCENARIO CALENTAMIENTO CON CALDERAS VERSUS ESCENARIO CON PRECALENTAMIENTO. ....	83
<b>CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>86</b>
7.1 CONCLUSIONES .....	86
7.2 RECOMENDACIONES.....	89
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>90</b>
<b>ANEXO 1. CÁLCULO DE LA DEMANDA DE AGUA CALIENTE POR EL MÉTODO HUNTER MODIFICADO .....</b>	<b>91</b>
<b>ANEXO 2. DEMANDAS DE AGUA CALIENTE POR GRUPO DE USUARIO.....</b>	<b>93</b>
<b>ANEXO 3. ESTUDIOS PREVIOS CARTEL LICITACIÓN CONSTRUCCIÓN NUEVO HOSPITAL DE CARTAGO.....</b>	<b>98</b>
<b>ANEXO 4. FICHAS TÉCNICAS DE EQUIPOS PROPUESTOS.....</b>	<b>108</b>
<b>ANEXO 5. COTIZACIONES DE EQUIPOS PROPUESTOS .....</b>	<b>118</b>
<b>ANEXO 6. TABLA PSICOMÉTRICA .....</b>	<b>122</b>

## DEDICATORIA

*Sé que no fue fácil comprender y tener paciencia, sacrificar momentos de calidad juntos para contribuir a la realización de los sueños de un ser amado. Ustedes son mi inspiración y motivación. Sebas y Vale, les dedico este trabajo con todo mi amor.*

*"Amar profundamente a alguien nos da fuerza. Sentirse amado profundamente por alguien nos da valor." - Lao Tzu*

## AGRADECIMIENTOS

*Agradezco a mis padres por inculcarme desde pequeño el valor del estudio como herramienta para alcanzar el progreso y el bienestar.*

*Expreso mi gratitud a Ingelectra S.A por su invaluable ayuda y apoyo a lo largo de mi trayectoria universitaria. Quiero agradecer especialmente a don Federico y a todos los demás socios por su generosidad y solidaridad.*

*También quiero reconocer el constante interés y las palabras de apoyo de mi familia y amigos cercanos en aquellos momentos en los que la motivación flaqueaba.*

*"En la prosperidad, nuestros amigos nos conocen; en la adversidad, conocemos a nuestros amigos." - John Churton Collins*

## RESUMEN

El agua caliente en servicios hospitalarios es utilizada para diversos fines como la higiene de los pacientes y personal de atención médica, saneamiento y limpieza de espacios, procesos de esterilización de utensilios, y en el funcionamiento de los equipos de lavandería y nutrición, por mencionar algunos usos. En nosocomios se suelen emplear grandes equipos como calderas o calentadores de agua para satisfacer las altas demandas de agua caliente. Estos sistemas consumen energía para calentar el agua a la temperatura deseada y la mantiene en toda la instalación.

El costo de esta energía suele ser una parte importante del consumo total de energía de un hospital. El consumo de energía para el calentamiento de agua se ve influenciado por diversos factores: demanda de agua, requisitos de temperatura, eficiencia de los sistemas de calentamiento y la caracterización del clima. Desde un enfoque electromecánico, para la reducción del consumo de energía el factor que se puede optimizar es la eficiencia de los sistemas de calentamiento.

El precalentamiento del agua ya es utilizado para reducir el consumo energético de los equipos principales de generación de agua caliente. Algunos de los métodos de precalentamiento utilizados en hospitales públicos de Costa Rica son la utilización de colectores solares o la recuperación del calor de rechazo del sistema de aire acondicionado. Las opciones con colectores solares implican amplias áreas de techos para su instalación, y el calor de rechazo de aire acondicionado depende del tamaño y diseño de este sistema para aprovechar el calor de sus líneas de condensados.

Este proyecto de investigación busca proponer equipos para aprovechar el aire ambiente como fuente calórica natural y a su vez reducir el consumo de gas licuado de petróleo en el proceso de calentamiento de agua. Para esto se analizarán dos escenarios, uno en que el calentamiento de agua se realice con calentadores de combustión con gas, y otro escenario en que el calentamiento del agua se efectúe con bombas de calor y un calentador de combustión con gas. Al comparar ambas escenas se podrá determinar la viabilidad de la propuesta de calentamiento con bombas de calor.

## CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

### 1.1 Planteamiento del problema

Una manera de reducir el consumo energético asociado a la generación de agua caliente es realizar precalentamiento del agua para que las calderas o calentadores de agua principales consuman menos energía, para alcanzar la temperatura requerida para las diversas aplicaciones del servicio hospitalario. ¿Es viable emplear bombas de calor aprovechando el calor del ambiente como fuente calórica natural para precalentar el agua de un edificio hospitalario?

### 1.2 Objetivo general

Proponer el empleo de bombas de calor para el precalentamiento del agua potable caliente de un edificio hospitalario en la ciudad de Cartago Costa Rica, de manera que se establezca que el consumo energético de los calentadores de agua principales es menor a que si trabajaran sin precalentamiento.

### 1.3 Objetivos específicos

1. Investigar las condiciones naturales con las que cuenta el lugar propuesto para el proyecto, y que podrían ser fuentes calóricas potenciales para su aprovechamiento en un sistema de precalentamiento de agua con bombas de calor.
2. Estimar, mediante cálculos matemáticos, la demanda de agua caliente y su gasto energético para un edificio hospitalario de 400 encamados.
3. Proponer un escenario con equipos para calentamiento del agua que se considere como solución convencional de calentamiento y que permita compararse con la propuesta de bombas de calor.

4. Proponer un escenario con equipos para calentamiento del agua y bombas de calor para la etapa de precalentamiento.
5. Analizar la viabilidad financiera y energética de implementar el precalentamiento con bombas de calor.

#### 1.4 Justificación

En hospitales el agua caliente es requerida para diversos propósitos como son el cuidado de pacientes, sanitización, limpieza y operación de equipos. El costo energético por calentar agua típicamente representa un alto porcentaje del consumo energético total.

Los hospitales comúnmente emplean grandes calderas o calentadores de agua para cubrir la alta demanda de agua caliente. Estos sistemas consumen energía para calentar el agua a la temperatura deseada y mantenerla a través del edificio. Este consumo energético depende de varios factores:

1. Demanda de agua caliente: El volumen de agua requerido por los diversos servicios hospitalarios. Hospitales con servicio de hospitalización y lavandería tendrían altos consumos energéticos para el calentamiento del volumen de agua demandado.
2. Requerimientos de temperatura: Las diversas aplicaciones o servicios con los que cuenta el hospital tienen sus respectivos requerimientos en cuanto a la temperatura del agua, por ejemplo, agua temperada para las duchas de áreas de cuidado de pacientes y el agua a alta temperatura para los servicios de sanitización y esterilización.
3. La eficiencia de los sistemas de calentamiento: La eficiencia de los equipos que generan agua caliente tiene una incidencia directa en el consumo energético del edificio.

## CAPÍTULO II: MARCO REFERENCIAL

### 2.1 Limitaciones

Este diseño no se aplicará a un edificio físico o a un diseño arquitectónico definido, por lo que se deben definir las demandas de agua caliente sin dicha información como apoyo.

Determinar la demanda de agua caliente para el servicio de lavandería. Esto se establece según las necesidades específicas de cada hospital. ya que se toman en consideración aspectos logísticos y operativos que no son posibles de estimar en esta tesis. Por lo tanto, esta investigación se centrará en el precalentamiento de agua potable empleada propiamente para la atención diaria de pacientes y no se contemplarán servicios hospitalarios especializados, como el de lavandería.

La utilización de bombas de calor para el precalentamiento de agua es poco común en Costa Rica, y esto conlleva que existan pocos antecedentes para emplear como referencia.

Las bombas de calor son mayormente empleadas para sistema de calefacción de edificaciones ubicadas en regiones con clima frío, por lo que las guías de diseño de los fabricantes de estos equipos están enfocadas en dichas condiciones climatológicas; por lo que para efectos de este proyecto de investigación dicha información se debe adaptar a los climas tropicales de Costa Rica.

Definir horarios de operación para los equipos de calentamiento de agua, ya que los cálculos a realizar son teóricos y el edificio aún no se ha desarrollado. Además, no se disponen de registros o estadísticas de operación de este tipo de equipos en hospitales que puedan utilizarse como referencia para las estimaciones.

## 2.2 Antecedentes

### 2.2.1 Antecedentes nacionales

Antecedente 1: Bomba de calor de velocidad variable utilizando el suelo como fuente de calor, San José, Costa Rica

Institución: Universidad de Costa Rica

Autor: Vázquez Céspedes, H.

Fecha: 1994

Descripción detallada de una bomba de calor que es de velocidad variable y utiliza el suelo como fuente calórica. Se demuestra que las bombas de calor que utilizan el suelo son más eficientes que las bombas de calor que utilizan el aire. Este artículo presenta un claro ejemplo de un diseño de calentamiento de agua utilizando bomba de calor. Utiliza esquemas del sistema y variables técnicas que se deben considerar en este tipo de proyectos.

Esta investigación tiene elementos y objetivos similares a los planteados para el presente proyecto de investigación y sirve como guía para determinar cuál sería la fuente calórica para mi planteamiento de solución de este tipo de equipos en edificios hospitalarios.

Antecedente 2: Desarrollo de sistemas de agua caliente sanitaria en Costa Rica a partir de la energía solar

Institución: Instituto Tecnológico de Costa Rica

Autor: Lizana-Moreno, F.

Fecha: 2015

Propuesta para la implementación de colectores solares en el ámbito residencial. Busca sustituir el calentamiento eléctrico convencional utilizado residencialmente en Costa Rica (“termoducha”). Se utilizan datos del Instituto Meteorológico Nacional (IMN) para calcular matemáticamente la radiación solar, temperatura media anual y temperatura del suelo de cada distrito de Costa Rica.

Las variables meteorológicas determinadas en el proyecto del ingeniero Lizana también son aplicables al diseño con bombas de calor que se plantean para el presente proyecto de investigación, ya que estos equipos emplean como fuente calórica el aire o el suelo y estos son alterados por las condiciones climatológicas antes mencionadas.

Antecedente 3: Utilización de calentadores solares para el precalentamiento del agua del área de hospitalización del Hospital Clínica Bíblica, San José, Costa Rica

Institución: Universidad de Costa Rica

Autor: Rojas Zamora, J.

Fecha: 2010

Diseño mecánico para la implementación de colectores solares en un complejo hospitalario. Calcula matemáticamente la cantidad de energía solar aprovechable utilizando datos meteorológicos de la Administración Nacional de Aeronáutica y el Espacio (NASA). Compara dos tecnologías de colectores: tubos de calor y planos. Se realiza el diseño de la red hidráulica para: diámetro de tuberías, selección de la bomba de recirculación, tamaño del tanque de acumulación de agua caliente y espesores de aislamiento en tuberías y tanque. En esta tesis se emplea una base de datos meteorológicos internacional. Esto abre la posibilidad de comparar datos entre la información de la NASA y el IMN, lo que permitirá elegir parámetros fiables para los cálculos de energía solar.

Este proyecto del ingeniero Rojas establece un buen precedente para esta investigación, ya que demuestra la factibilidad de usar tecnologías de fuente de energía natural y renovable para el calentamiento de agua en un edificio hospitalario costarricense.

Antecedente 4: Hospital Regional Dr. Max Peralta Jiménez

Institución: Universidad de Costa Rica

Autor: Segura Amador, J.

Fecha: 2017

Propuesta de diseño arquitectónico para un nuevo hospital regional en la ciudad de Cartago, plantea su localización en Coris, cantón El Guarco. En esta tesis se analizan en detalle los servicios hospitalarios prestados por este nosocomio; además de analizar el flujo de pacientes y su caracterización. Además de proponer un diseño espacial, también presenta pautas de diseño hospitalario, así como la mención de normativas relacionadas con la construcción de edificios que prestan servicios y atención médica.

Esta propuesta de diseño del arquitecto Amador sirve como referencia de espacios físicos para este proyecto de investigación, ya que se desarrolla en parámetros que concuerdan con el objetivo general: tipo de edificio, región y caracterización del servicio.

Antecedente 5: Diseño de eficiencia energética para el aprovechamiento de calor residual y disminución de huella carbono, en Planta Pepsi.

Institución: Instituto Tecnológico de Costa Rica

Autor: Víquez Hernández, J.

Fecha: 2015

Propuesta para el aprovechamiento del calor residual de diversos procesos para precalentar el tanque de condensados de la caldera principal de la fábrica, esto utilizando agua caliente y un intercambiador de calor. De esta manera se reduce el consumo de hidrocarburos por parte de la caldera, lo cual se ve reflejado en la reducción de la huella de carbono y en la disminución de la factura energética.

Este diseño sirve como guía para el análisis energético de procesos y es un referente de propuesta de diseño para precalentamiento de agua en procesos de calor. Además, da ejemplos muy útiles para el cálculo de huella de carbono, retornos de inversión y eficiencia de procesos.

Antecedente 6: Evaluación de sistemas térmicos y fotovoltaicos solares en unidades de producción agropecuaria, Región Huetar Norte, Costa Rica.

Institución: Universidad de Costa Rica

Autores: Guzmán Hernández, T.; Araya Rodríguez, F.; Obando Ulloa, J.

Fecha: 2017

Esta investigación determina el potencial del uso de la energía solar para calentamiento de agua y generación de electricidad. Se logra establecer la cantidad de electricidad producida y las temperaturas alcanzadas en la región de San Carlos. Se calcula la cantidad de dióxido de carbono equivalente no emitido a la atmósfera y el ahorro energético y económico de su consumo. El uso de energía fotovoltaica permite un autoabastecimiento de entre 30 y 40% del total de consumo eléctrico para procesos de producción. Para el calentamiento de agua se logra un incremento de temperatura de entre 20 y 37°C, lo que representa un ahorro de energía de 70%.

Este artículo puede ser de utilidad para este proyecto de investigación, ya que puede servir como referente para análisis energéticos de procesos con energías renovables, además de que constituye un ejemplo de cómo calcular la reducción de la huella de carbono.

### 2.2.2 Antecedentes internacionales

Antecedente 1: Heat Recovery from Chilled Water Systems.

Institución: Carrier, USA.

Autor: Carrier.

Fecha: 2022

Esta guía presenta principios de diseño para sistemas de recuperación de calor de sistemas de refrigeración. El calor de rechazo de plantas de agua helada puede ser aprovechado en el precalentamiento de agua potable o de agua de proceso. Para comprender la eficiencia del sistema propuesto y el potencial del calor de rechazo que se va a utilizar se emplea el coeficiente de rendimiento “COP” (Coefficient of Performance), que se determina dividiendo el calor útil entre el trabajo consumido. Para el caso de sistemas de recuperación de calor se recomienda calcular el COP de la etapa de calentando y de la etapa de enfriamiento; esto para obtener el COP total del sistema y con este último analizar la reducción en consumo de energía del edificio. Se recomienda seguir los requerimientos de la ASHRAE 90. 1-2019 (“Requisitos Energéticos para Edificios excepto los Residenciales de Baja Altura”, estándar de la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado).

El enfoque de esta guía es diseñar sistemas de recuperación de calor para sistemas de aire acondicionado con plantas de agua helada y torres de enfriamiento. En este proyecto de investigación no se utiliza calor de rechazo de sistemas de refrigeración, sino que busca aprovechar el calor del ambiente para calentar el agua. Esta guía plantea conceptos útiles para el presente proyecto, como por ejemplo el calcular el COP en todo el sistema de agua caliente y no solo en la etapa de precalentamiento. También plantea esquemas para el análisis gráfico del sistema. Plantear esquemas similares ayudaría a analizar cada etapa de mi propuesta de diseño y tener claras sus limitaciones dentro del sistema completo de calentamiento de agua del edificio hospitalario.

Antecedente 2: Diferentes aplicaciones de las bombas de calor geotérmica como sistema de refrigeración y calefacción en el espacio.

Institución: Universidad Autónoma de Nicaragua, UNAN-LEON.

Autor: Rueda Montes, N. y Pichardo Escoto, F.

Fecha: 2008

En este trabajo de investigación se recapitulan los diferentes tipos de bombas de calor geotérmicas y sus aplicaciones. Se explican diversos conceptos técnicos aplicables a las bombas de calor, como son el gradiente geotérmico, así como los distintos intercambiadores de calor empleados en sistemas de calefacción geotérmicos. Se realizan mediciones de campo para determinar la energía calórica del suelo en la ciudad de León, Nicaragua.

Los diseños de sistemas de calefacción con bombas de calor se pueden considerar como fuente calórica el aire ambiente o el suelo (sistemas enterrados). La propuesta de diseño de precalentamiento se delimita a un nosocomio, por lo que se considera que para este tipo de edificio se deben analizar ambas fuentes de calor. Esta investigación de Rueda y Pichardo sirven de guía para el análisis de la opción de bomba de calor geotérmica. También categorizan los refrigerantes comúnmente utilizados con este tipo de equipos, lo cual también es de utilidad para seleccionar adecuadamente el refrigerante que brinde a mi proyecto el mayor índice de rendimiento para las condiciones de operación que se plantearán.

Antecedente 3: Desarrollo de nuevas líneas de investigación en el campo del diseño y aprovechamiento de sistemas geotérmicos.

Institución: Universidad de Salamanca, España.

Autor: Martin Nieto, I.

Fecha: 2020

En esta tesis se analiza el recurso geotérmico mediante la caracterización térmica del suelo según su nivel de profundidad. También se hace la evaluación de bombas de calor que trabajan con este tipo de recurso, dando recomendaciones para elaborar el diseño de sistemas geotérmicos superficiales. La investigación incluye trabajo de campo, procesos experimentales, pruebas de laboratorio y simulaciones con herramientas informáticas. También se identifica las principales fallencias relacionadas con el uso generalizado de fuentes geotérmicas.

Esta investigación ofrece herramientas útiles para el análisis del suelo como fuente calórica. El presente proyecto de investigación no contempla trabajo de campo, pero las herramientas de informática utilizadas en la tesis de Martín Nieto, como el GS-Cal, y los procesos experimentales que desarrolla son de suma utilidad como referencia para emular cálculos matemáticos que me permitirán analizar el calor del suelo de la región occidental de Cartago, Costa Rica.

Antecedente 4: Aprovechamiento del calor residual a baja temperatura mediante bombas de calor para la producción de agua caliente.

Institución: Universitat Politècnica de València, España.

Autor: Hervás Blasco, E.

Fecha: 2020

En este proyecto se aprovecha el calor de sistemas de desagüe para calentar agua potable. Para esto plantea el uso de una bomba de calor tipo “agua-agua”. En el desarrollo del diseño se resuelve la problemática de mantener el sistema estable ante las variaciones de temperatura de la fuente de calor (agua residual) y las variaciones de temperatura en la demanda de la aplicación (agua caliente sanitaria, “ACS”). También logra resolver la integración de una bomba de calor a un sistema completo ACS: estrategias de recuperación, componentes, dimensionamientos y lógica de control. Como resultado se logra diseñar un sistema compuesto por bomba de calor, intercambiador de calor como recuperador, y dos depósitos de almacenamiento. Este sistema es

capaz de cubrir la demanda de ACS de un edificio de 20 viviendas y alcanzando un COP anual de 6.7 a partir del calor de las aguas grises generadas por el propio edificio.

Esta investigación presenta un enfoque novedoso respecto a las aplicaciones típicas para bombas de calor, ya que toma aguas grises residenciales como fuente de calor, y para esto diseñan un sistema que logre calentar agua a partir de una fuente calórica que tiene de baja-media temperatura. Además, se desarrollan conceptos como “grado de subenfriamiento óptimo”, que permite aumentar el rendimiento de la bomba de calor con fuentes calóricas de baja temperatura. Todo este análisis integral de cada uno de los componentes de la bomba de calor servirá como referencia para aplicar los mismos conceptos analíticos en la bomba de calor propuesta para mi proyecto, ya que siendo mi propuesta de opciones de fuente de calor el suelo y el aire, estos se ven directamente influenciados por las variaciones meteorológicas, y propician que la temperatura de la fuente no sea estable, por lo que el sistema que llegue a plantear para el hospital debe lograr trabajar con bajas temperaturas ambientales.

Antecedente 5: Rendimiento de bombas de calor con ciclo de compresión de simple etapa y ciclo de compresión de doble etapa con inyección de vapor para producción de agua caliente sanitaria.

Institución: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ecuador.

Autor: Fernando M. Tello-Oquendo, Bryan A. López-Romero, Daniela C. Vásquez-Núñez, y Gloria E. Miño-Cascante.

Fecha: 2021

El enfoque de esta investigación consiste en comparar el rendimiento de bombas de calor con ciclo de compresión de etapa simple, con una bomba de calor de doble etapa. Esto para la producción de agua caliente sanitaria (potable). Esta comparación se realiza en términos de capacidad calorífica y el COP. Los resultados obtenidos indican que las bombas de calor de doble etapa de compresión presentan un COP mayor (17.57) para aplicaciones con bajas temperaturas de evaporación y altas temperaturas de salida de agua. Estos resultados se obtuvieron con el refrigerante R-407C, y se lograron temperaturas de salida del sistema de 40°C y 65°C, evaporando

a 0°C. También se enfatiza en la importancia del subenfriamiento como factor para optimizar la operación de la bomba de calor.

Los resultados de esta investigación y las simulaciones empleadas para llegar a ellos me sirven como referente para especificar la bomba de calor de mi proyecto, ya que puedo analizar diversos tipos de bombas de calor funcionando con distintos refrigerantes, y con esto determinar la combinación que arroje el mayor índice de rendimiento. También el enfoque de esta investigación es el calentamiento de agua potable, y esto guarda similitud con el objetivo de mi proyecto de precalentar agua para usos de higiene y consumo.

Antecedente 6: High-capacity heat pump development for sanitary hot water production.

Institución: Universitat Politècnica de València, España.

Autor: Pitarch I Mocholí, M.

Fecha: 2017

Este trabajo de investigación se centra en el análisis de la etapa de subenfriamiento de sistemas con bombas de calor cuando se utilizan para la generación de agua caliente para consumo. La producción de agua caliente normalmente requiere saltos de temperatura elevados (10°C – 60°C), y esto no se alcanza con bombas de calor transcríticas con dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) como refrigerante, ya que son bastante dependientes de la temperatura de entrada del agua. La propuesta de esta tesis es emplear una bomba de calor “agua-agua” que utilice propano como refrigerante, para superar el alto grado de subenfriamiento demandado para aplicaciones de calentamiento de agua, y para esto presenta dos enfoques diferentes:

- El subenfriamiento se realiza en el condensador controlando el sistema con una válvula de estrangulación. De este modo logra que el subenfriamiento sea independiente de cualquier condición externa.

- El subenfriamiento se realiza a través de un intercambiador de calor separado, por lo cual el subenfriamiento no se controla, ya que depende de condiciones externas.

Los resultados que se obtuvieron demuestran que el COP depende mucho del subenfriamiento. Con condiciones nominales de temperatura 20°C/15°C para la temperatura de entrada del agua / salida del evaporador y 10°C/60°C para la temperatura de entrada del agua / salida del condensador, y el subenfriamiento óptimo fue de 45°K para un COP de calentamiento de 5.61, que alcanzó experimentalmente temperaturas del agua de hasta 90°C.

Dado que el objetivo de mi diseño es calentar agua en un edificio hospitalario, en donde las temperaturas de aplicación del agua caliente varían de 60°C a 90°C, los resultados de la tesis de Pitarch demuestran que es viable emplear bombas de calor para alcanzar altas temperaturas de salida. Pitarch utiliza propano como refrigerante, siendo el propano un derivado de hidrocarburos y dado que el enfoque de mi investigación es utilizar energías naturales renovables y reducir la huella de carbono. Se deberá buscar un refrigerante que tenga características similares al propano para alcanzar un COP y una temperatura de salida del sistema cercana a la alcanzada en la experimentación de Pitarch.

## CAPÍTULO III: MARCO TEÓRICO

### 3.1 Termodinámica

La termodinámica es una rama de la física que estudia las interacciones energéticas entre los sistemas y su entorno. Se centra en el estudio de los procesos de transferencia de calor, trabajo y energía. La termodinámica es fundamental para el diseño y la operación de sistemas de refrigeración, ya que proporciona las herramientas necesarias para comprender y analizar el comportamiento de los ciclos de refrigeración.

#### 3.1.1 Primera ley de la termodinámica

También conocida como “Ley de la conservación de la energía”, establece que la energía total de un sistema aislado se mantiene constante. La energía puede cambiar de forma (trabajo o transferencia de calor), pero no puede ser creada ni destruida. La ecuación general de la primera ley de la termodinámica es:

$$\Delta U = Q - W$$

*Ecuación 3.1 Primera ley de la termodinámica*

Donde:

- $\Delta U$  es el cambio en la energía interna del sistema.
- $Q$  es el calor transferido hacia el sistema.
- $W$  es el trabajo realizado por el sistema.

#### 3.1.2 Segunda ley de la termodinámica

También conocida como “Principio de la entropía”, esta ley establece que, en un sistema aislado, la entropía total siempre tiende a aumentar o permanecer constante. La entropía se relaciona con la dispersión de la energía y la irreversibilidad de los procesos.

### 3.1.3 Tercera ley de la termodinámica

También conocida como “Ley del cero absoluto” establece que es imposible alcanzar la temperatura de cero absoluto mediante un número finito de procesos físicos. Esta ley se utiliza principalmente para establecer la escala absoluta de temperatura, como la escala Kelvin.

## 3.2 Conducción y convección térmica

La transferencia de calor es un fenómeno fundamental que ocurre cuando hay una diferencia de temperatura entre dos cuerpos o sistemas. Esto se refiere al proceso de intercambio de energía térmica entre estos cuerpos, ya sea por conducción, convección o radiación.

### 3.2.1 Conducción térmica

La conducción térmica es el proceso en el cual el calor se transfiere a través de un medio sólido, como un metal, debido a la interacción entre las partículas del material. La transferencia de calor por conducción depende de la conductividad térmica del material, el área de contacto y la diferencia de temperatura a través del medio.

“La transferencia de calor tiene dirección y magnitud. La razón de la transferencia de calor por conducción en una dirección específica es proporcional al gradiente de temperatura, el cual es la razón del cambio de la temperatura con respecto a la distancia, en esa dirección” (Cengel, 2011, p.63)

Este mecanismo se rige por la Ley de Fourier, que establece que el flujo de calor es proporcional al gradiente de temperatura y a la conductividad térmica del material:

$$dQ/dt = -kA(dT/dx)$$

*Ecuación 3.2 Transferencia de calor por conducción.*

donde:

**dQ/dt** es la tasa de transferencia de calor por conducción (W).

**k** es la conductividad térmica del material (W/m·K).

**A** es el área de transferencia de calor perpendicular a la dirección del flujo (m<sup>2</sup>).

**dT/dx** es el gradiente de temperatura en la dirección x (K/m).

### 3.2.2 Convección térmica

La convección es uno de los principales mecanismos de transferencia de calor. Se refiere al proceso de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido en movimiento, ya sea líquido o gas. La convección puede ser natural (o libre) o forzada, dependiendo de si el movimiento del fluido es impulsado por fuerzas naturales, como la gravedad, o por fuerzas externas, como una bomba o un ventilador.

La convección natural se produce debido a las diferencias de densidad causadas por variaciones en la temperatura del fluido. Este tipo de convección se rige por la Ley de Enfriamiento de Newton y se puede describir mediante la ecuación de convección natural:

$$q = h \times A \times (T_s - T_{inf})$$

*Ecuación 3.3 Transferencia de calor por convección.*

donde:

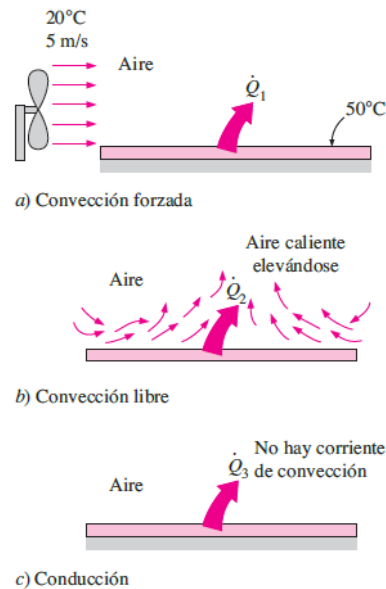
**q** es la tasa de transferencia de calor (W/m<sup>2</sup>)

$h$  es el coeficiente de transferencia de calor convectivo ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )

$A$  es el área de transferencia de calor ( $\text{m}^2$ )

$T_s$  es la temperatura de la superficie ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{\text{inf}}$  es la temperatura del fluido a una distancia lejos de la superficie ( $^\circ\text{C}$ )



**Figura 3.1.** Yunus A. Cengel y Michael A. Boles (2011). Transferencia de calor de una superficie caliente hacia el fluido circundante, por convección y conducción [Esquema] Transferencia de calor y masa (p.374). Ciudad de México: McGraw-Hill/Interamericana Editores

La convección forzada se produce cuando se aplica una fuerza externa al fluido para inducir el movimiento. El coeficiente de transferencia de calor convectivo en convección forzada depende de varios factores, como la velocidad del fluido, la viscosidad, la conductividad térmica y la geometría de la superficie. La ecuación general para la convección forzada es la misma que para convección natural.

El coeficiente de transferencia de calor convectivo,  $h$ , es una propiedad del sistema específico y depende de las características del fluido, las propiedades térmicas del fluido y la

geometría de la superficie. En general, se determina experimentalmente y puede variar ampliamente según las condiciones específicas de transferencia de calor.

### 3.3 Ciclos de refrigeración

#### 3.3.1 Ciclo de Carnot

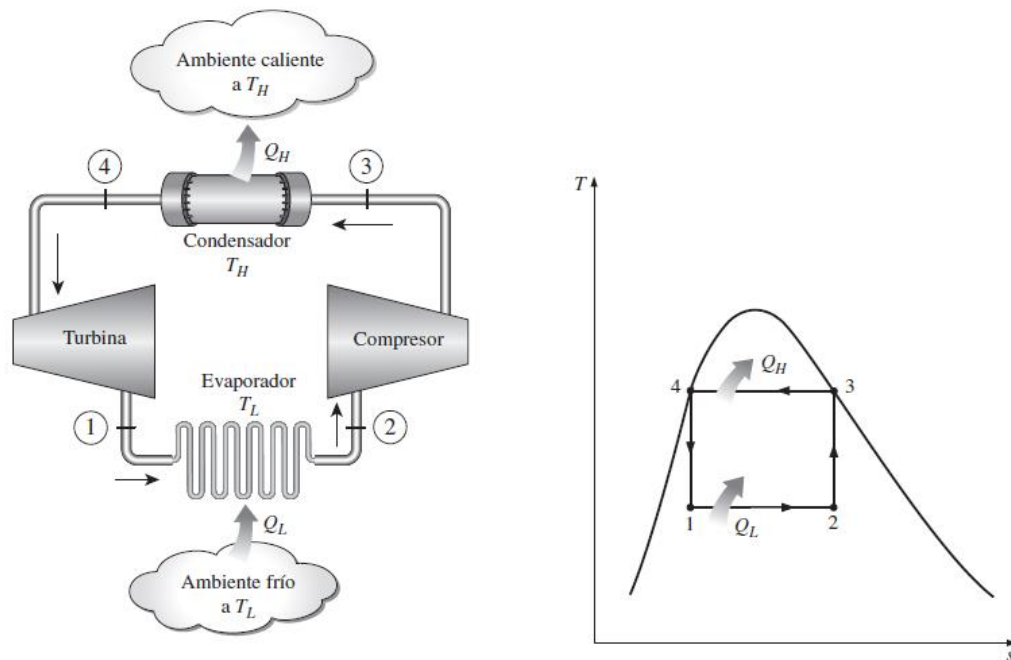
El Ciclo de Carnot es un concepto fundamental en la termodinámica y se utiliza para describir el funcionamiento ideal de las máquinas térmicas. Fue desarrollado por el físico francés Sadi Carnot en el siglo XIX. El ciclo de Carnot consiste en cuatro procesos termodinámicos reversibles: dos procesos isotérmicos y dos procesos adiabáticos.

Los procesos isotérmicos ocurren a temperatura constante, mientras que los procesos adiabáticos no implican transferencia de calor. El ciclo opera entre dos fuentes de calor, una caliente a una temperatura más alta ( $T_H$ ) y una fría a una temperatura más baja ( $T_C$ ).

El ciclo de Carnot se compone de los siguientes pasos (ver la Figura 3.2):

- a) Expansión isotérmica (proceso 1-2): En este paso el gas se expande a partir de una temperatura alta ( $T_H$ ) en contacto con la fuente de calor caliente. Durante este proceso el gas realiza trabajo al expandirse y absorbe calor de la fuente caliente. La temperatura del gas permanece constante ( $T_H$ ).
- b) Expansión adiabática (proceso 2-3): En este paso el gas se expande adiabáticamente, es decir, sin intercambio de calor con el entorno. Durante esta expansión de la temperatura del gas disminuye.

- c) Compresión isotérmica (proceso 3-4): En este paso el gas se comprime a una temperatura baja ( $T_C$ ) en contacto con la fuente de calor fría. Durante este proceso se extrae trabajo del gas y se transfiere calor a la fuente fría. La temperatura del gas permanece constante ( $T_C$ ).
- d) Compresión adiabática (proceso 4-1): En este paso el gas se comprime adiabáticamente hasta su estado inicial, sin intercambio de calor con el entorno. Durante la compresión la temperatura del gas aumenta.



**Figura 3.2.** Yunus A. Cengel, Michael A. Boles (2011). Ciclo de *Carnot* [Esquema y diagrama]. Termodinámica (p.617). Ciudad de México: McGraw-Hill/Interamericana Editores

La eficiencia de Carnot ( $\eta$ ) se define como el trabajo neto realizado durante el ciclo dividido por la cantidad de calor absorbido de la fuente caliente ( $Q_H$ ). Se puede calcular utilizando la siguiente fórmula:

$$\eta = 1 - (T_C / T_H)$$

*Ecuación 3.4 Eficiencia de Carnot.*

donde:

$T_C$  es la temperatura de la fuente fría

$T_H$  es la temperatura de la fuente caliente

El ciclo de Carnot es importante porque establece una eficiencia máxima teórica para las máquinas térmicas que operan entre dos fuentes de calor. Además, el ciclo de Carnot proporciona una referencia fundamental para comparar y evaluar el rendimiento de otras máquinas térmicas en la práctica.

### 3.3.2 Ciclo de compresión de vapor

Un ciclo de refrigeración es un proceso cíclico en el que se extrae calor de un espacio a baja temperatura y se libera a un espacio a alta temperatura utilizando un fluido refrigerante. El ciclo de refrigeración comúnmente utilizado es el ciclo de compresión de vapor, en este proceso el fluido refrigerante se evapora y se condensa de manera alterna, y luego se comprime en la fase de vapor. Este ciclo consta de cuatro componentes principales: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

El ciclo de compresión de vapor ideal sigue los siguientes pasos (ver la Figura 3.3):

1. Compresión (proceso de 1 a 2): El fluido refrigerante en estado de vapor es comprimido isoentrópicamente por el compresor, aumentando así su presión y

temperatura. La energía requerida para la compresión se suministra al compresor (“ $W_{\text{entrada}}$ ”).

2. Condensación (proceso de 2 a 3): El fluido refrigerante a una alta presión y temperatura se enfría en el condensador, cuando cede calor al ambiente circundante (“ $Q_H$ ”). Durante este proceso, a presión constante, el refrigerante se condensa y cambia de estado de vapor a líquido.
3. Expansión (proceso de 3 a 4): El fluido refrigerante en estado líquido, a una alta presión se somete a una caída brusca de presión a través de la válvula de expansión. Esta “estrangula” el ducto de conducción del refrigerante, lo que provoca una disminución de su temperatura y la vaporización parcial del líquido.
4. Evaporación (proceso de 4 a 1): El fluido refrigerante en estado de vapor, a una baja presión y temperatura, absorbe calor del espacio o del objeto a enfriar a través del evaporador (“ $Q_L$ ”). Esto provoca que el refrigerante se evapore completamente durante este proceso y vuelve a su estado inicial de vapor.

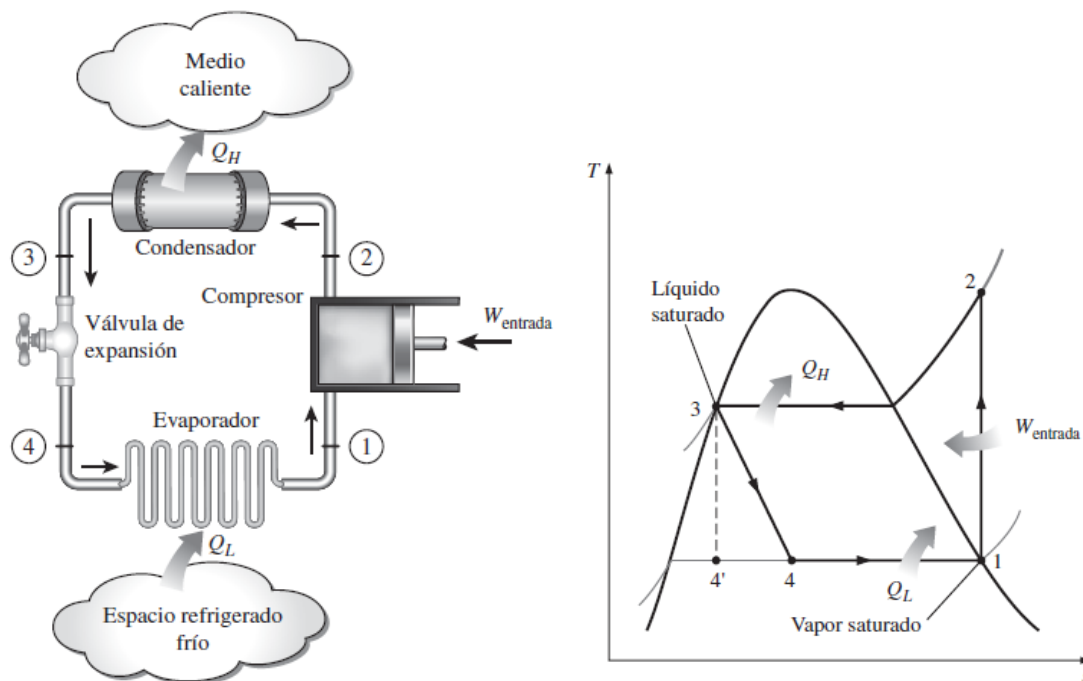
Después de la evaporación el refrigerante en estado de vapor se devuelve al compresor y el ciclo se repite.

La eficiencia de un ciclo de refrigeración se define como la relación entre la cantidad de calor extraído en el evaporador y la cantidad de trabajo requerido por el compresor. Esta eficiencia es medida por medio del coeficiente de rendimiento (“COP”, por su designación en inglés “Coefficient of performance”). El COP se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$\text{COP} = \text{Calor extraído} / \text{Trabajo de compresión}$$

*Ecuación 3.5 Coeficiente de rendimiento*

La eficiencia de los ciclos de refrigeración puede mejorarse mediante la optimización de los componentes y la selección adecuada del fluido refrigerante.



**Figura 3.3** Yunes A. Cengel, Michael A. Boles (2011). *Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [Esquema y diagrama]. Termodinámica (p.619). Ciudad de México: McGraw-Hill/Interamericana Editores*

Otras fórmulas empleadas para el análisis de ciclos de compresión de vapor:

1. Eficiencia volumétrica ( $\eta_v$ ): Representa la eficiencia con la que el compresor comprime el refrigerante y se define como la relación entre el volumen de refrigerante aspirado por el compresor y el volumen teórico desplazado por el pistón del compresor. Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\eta_v = \text{Volumen aspirado} / \text{Volumen desplazado}$$

**Ecuación 3.6** Eficiencia volumétrica

2. Eficiencia isentrópica del compresor ( $\eta_c$ ): Representa la eficiencia con la que el compresor realiza el trabajo de compresión y se define como la relación entre el trabajo real de compresión y el trabajo isentrópico ideal. Se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$\eta_c = \text{Trabajo real de compresión} / \text{Trabajo isentrópico}$$

*Ecuación 3.7 Eficiencia isentrópica*

Otras fórmulas utilizadas para el análisis de ciclos de refrigeración y que permiten el cálculo de temperaturas y entalpías:

- Cambio de temperatura en el condensador:  

$$\Delta T \text{ del condensador} = (\text{Temperatura a la entrada del condensador}) - (\text{Temperatura a la salida del condensador})$$
- Cambio de temperatura en el evaporador:  

$$\Delta T \text{ del evaporador} = (\text{Temperatura a la entrada del evaporador}) - (\text{Temperatura a la salida del evaporador})$$
- Entalpía del refrigerante en el condensador:  

$$h \text{ en condensador} = m \text{ dot} * (h_2 - h_1)$$
- Entalpía del refrigerante en el evaporador:  

$$H \text{ en evaporador} = m \text{ dot} * (h_4 - h_3)$$

donde:

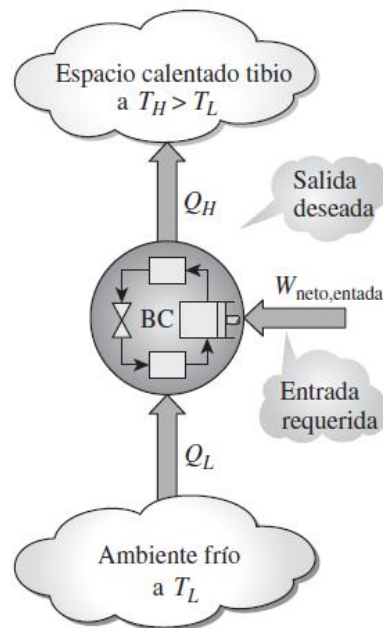
**m dot** es el caudal de refrigerante (masa por unidad de tiempo)

**h1, h2, h3, h4** son las entalpías específicas en los respectivos puntos del ciclo.

### 3.4 Bomba de calor

Una bomba de calor es un dispositivo termodinámico que transfiere calor de un lugar a otro utilizando una pequeña cantidad de energía en forma de trabajo mecánico. A diferencia de otros sistemas de calefacción o refrigeración, una bomba de calor no genera calor directamente, sino que aprovecha la diferencia de temperatura entre dos fuentes para mover el calor de una fuente fría a una fuente caliente.

La bomba de calor utiliza un ciclo termodinámico reversible llamado ciclo de compresión de vapor, en el que se emplean un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador. El compresor aumenta la presión y la temperatura del refrigerante, que luego se enfría y condensa en el condensador, liberando calor al entorno. A continuación, el refrigerante se expande en la válvula de expansión y se evapora en el evaporador, absorbiendo calor de la fuente fría. Este ciclo se repite continuamente para mantener la transferencia de calor.



**Figura 3.4.** Yunes A. Cengel, Michael A. Boles (2011). El objetivo de una bomba de calor es suministrar calor  $Q_H$  hacia el espacio más caliente [Esquema]. Termodinámica (p.289). Ciudad de México: McGraw Hill/Interamericana Editores

El principio de funcionamiento de una bomba de calor se basa en el hecho de que el calor puede transferirse desde una fuente fría a una fuente caliente mediante trabajo externo. Esto permite utilizar la bomba de calor para calentar o enfriar espacios, dependiendo de la configuración del sistema. Algunos de los tipos más comunes de bombas de calor:

- a) Bomba de calor aire-aire: Este tipo de bomba de calor extrae calor del aire exterior y lo transfiere al aire interior de un edificio. Utiliza un ciclo de refrigeración inverso, similar al de los acondicionadores de aire. El aire caliente se extrae del exterior, se comprime y se hace circular en el interior de la vivienda para calentarla. Es utilizado para calefacción y refrigeración en edificios residenciales y comerciales.
- b) Bomba de calor aire-agua: Estas bombas de calor extraen calor del aire exterior y lo transfieren a un sistema de calefacción de agua. Pueden utilizarse para calentar agua para uso doméstico, sistemas de calefacción por suelo radiante o piscinas.
- c) Bomba de calor agua-agua: También conocidas como bombas de calor geotérmicas, utilizan agua subterránea como fuente de calor. El agua se extrae de un pozo o se toma de un cuerpo de agua cercano. Se utiliza para transferir calor a través de un intercambiador de calor y luego se devuelve al subsuelo o al cuerpo de agua. Este tipo de bomba de calor es eficiente y se utiliza para calefacción, refrigeración y producción de agua caliente en edificios.
- d) Bomba de calor geotérmica de bucle cerrado: Estas bombas de calor utilizan un sistema de tuberías enterradas en el suelo para transferir calor entre el suelo y un intercambiador de calor. El líquido circula a través de las tuberías y absorbe el calor del suelo en invierno o lo disipa en verano. Se utilizan para calefacción, refrigeración y producción de agua caliente en edificios.

- e) Bomba de calor geotérmica de circuito abierto: Este tipo de bomba de calor utiliza agua subterránea como fuente de calor, pero a diferencia de la bomba de calor agua-agua, no se recircula el agua al subsuelo. En su lugar, se extrae agua subterránea de un pozo, se utiliza para transferir calor a través de un intercambiador de calor y luego se descarga en otro lugar, como un cuerpo de agua. Este tipo de bomba de calor se utiliza en aplicaciones donde hay suficiente suministro de agua subterránea disponible.

### 3.5 Aire seco y aire atmosférico

La atmósfera contiene una mezcla gaseosa conocida como aire atmosférico, compuesta principalmente de nitrógeno y oxígeno, con la posibilidad de contener vapor de agua. Cuando el aire no contiene vapor de agua, se clasifica como aire seco. Aunque la proporción de vapor de agua es pequeña, su presencia es esencial para la comodidad humana y debe ser considerada en los sistemas de acondicionamiento de aire. En el ámbito del acondicionamiento, en donde las temperaturas oscilan entre -10 y aproximadamente 50 °C, el aire seco puede tratarse como un gas ideal con una capacidad calorífica constante. La entalpía del aire seco se calcula en función de la temperatura.

### 3.6 Humedad específica y relativa del aire

La medición de la humedad en el aire se realiza a través de la humedad absoluta o específica, que cuantifica la masa de vapor de agua en relación con la masa de aire seco. A medida que se introduce vapor de agua, la humedad específica aumenta hasta que el aire alcanza su punto de saturación. La humedad relativa, expresada como la relación entre la humedad presente y la máxima posible a la misma temperatura, es fundamental para comprender las condiciones ambientales. La entalpía total del aire atmosférico, como propiedad extensiva, se determina sumando las entalpías del aire seco y del vapor de agua. Al dividir entre la masa de aire seco, se

obtiene la entalpía específica, revelando la energía total por unidad de masa. Cabe destacar que la entalpía del vapor de agua supera a la del agua en estado gaseoso.

La temperatura de punto de rocío, definida como la temperatura en la cual comienza la condensación al enfriar el aire a presión constante, refleja la temperatura de saturación del agua a la presión de vapor correspondiente. Cuando el aire saturado se enfría, mantiene una presión de vapor constante hasta alcanzar la línea de vapor saturado, identificando así el punto de rocío. Durante la condensación, la humedad relativa permanece al 100%, y las temperaturas ordinarias y de punto de rocío coinciden.

### **3.7 Temperaturas de saturación adiabática y de bulbo húmedo**

En el ámbito de la ingeniería y ciencias atmosféricas, en donde se manejan conceptos como humedad relativa y específica, es necesario vincular estas con variables medibles como temperatura y presión de manera eficiente. Una forma tradicional de calcular la humedad relativa es a través de la temperatura de punto de rocío, aunque este método puede resultar poco práctico. Una alternativa involucra un proceso de saturación adiabática en un canal aislado, ofreciendo ecuaciones específicas para deducir la humedad específica y relativa del aire. Una metodología más práctica incorpora el uso de un termómetro de bulbo húmedo, basado en la evaporación sobre una mecha húmeda. La temperatura de bulbo húmedo, aproximadamente igual a la temperatura de saturación adiabática para mezclas de aire y vapor de agua a presión atmosférica, puede emplearse para determinar la humedad específica del aire en lugar de la temperatura de saturación adiabática.

### **3.8 La carta psicrométrica**

En el ámbito del acondicionamiento de aire la carta psicrométrica emerge como una herramienta esencial que representa visualmente las propiedades del aire atmosférico. Esta gráfica simplifica los cálculos al presentar de manera clara datos como temperatura de bulbo seco,

humedad específica y otras propiedades. Características destacadas incluyen curvas de saturación que indican estados saturados, líneas de temperatura de bulbo húmedo constante y líneas de entalpía constante. La coincidencia de temperaturas para aire saturado facilita la determinación del punto de rocío. La carta psicrométrica, al mostrar desviaciones de líneas horizontales permite comprender visualmente procesos de acondicionamiento de aire, y señala cambios en la humedad durante el proceso.

### 3.9 Energía geotérmica

La energía geotérmica, que es el calor interno de la Tierra, desempeña un papel crucial en varios procesos geológicos. Esta energía se redistribuye constantemente desde regiones más calientes hacia regiones más frescas dentro de la Tierra. Aunque se conocen bien las variaciones de densidad, presión y velocidad sísmica con la profundidad en la Tierra, la distribución de la temperatura sigue siendo incierta. Sin embargo, se sabe que la temperatura dentro de la Tierra generalmente aumenta con la profundidad, al menos durante las primeras decenas de kilómetros. Se postula que la energía geotérmica aumenta de manera constante hacia el centro de la Tierra. Se cree que este aumento de temperatura da lugar a la presencia de roca altamente viscosa o parcialmente fundida a profundidades que van desde 80 hasta 100 kilómetros.

La Tierra libera de manera constante calor desde su interior debido a su elevada temperatura. Este calor se irradia hacia el espacio desde la superficie terrestre, con un flujo medio de aproximadamente 0.082 vatios por metro cuadrado y a menudo expresado como 82 mW/m<sup>2</sup>. Si consideramos el área total de la superficie terrestre como  $5.1 \times 10^{14}$  m<sup>2</sup>, la tasa de pérdida de calor equivale a aproximadamente 42 millones de megavatios. En el 1965 se estimó que la energía térmica total por encima de la temperatura superficial hasta una profundidad de 10 km (6.2 mi), que es la profundidad más explorada, es de  $1.3 \times 10^{21}$  julios, equivalente a quemar  $2.3 \times 10^{15}$  barriles de petróleo.

Dado que el consumo global de energía, abarcando todos los tipos de energía, es comparable al uso de aproximadamente 100 millones de barriles de petróleo por día, la energía

térmica contenida en la roca hasta una profundidad de 10 km podría satisfacer todas las necesidades energéticas de la humanidad durante  $2.3 \times 10^9$  días, o 6 millones de años. Aunque limitaciones prácticas nos impiden aprovechar completamente la energía térmica en los primeros 10 km de la corteza, este ejemplo destaca la inmensidad del recurso geotérmico.

El flujo de calor que se libera desde el interior de la Tierra es aproximadamente 5.000 veces menor que la radiación solar recibida, gran parte de la cual se refleja o vuelve a irradiarse al espacio. Por lo tanto, la temperatura superficial de la Tierra se ve principalmente influenciada por la cantidad de calor recibido y retenido del sol en lugar del calor interno.

Tres fuentes contribuyen significativamente al calor interno de la Tierra entre varios contribuyentes:

- Calor liberado por la descomposición de elementos naturalmente radiactivos a lo largo de los 4.7 mil millones de años de historia de la Tierra.
- Calor de impacto y compresión liberado durante la formación original de la Tierra por la acreción de meteoritos en caída.
- Calor liberado por el hundimiento de metales pesados abundantes (hierro, níquel, cobre) a medida que descendían para formar el núcleo de la Tierra durante un episodio temprano cuando la Tierra se fundió a partir de los dos primeros mecanismos.

La descomposición radiactiva de elementos, especialmente isótopos de uranio, torio y potasio, continúa generando calor dentro de la Tierra. Inicialmente, la Tierra se formó por la acreción de material que orbitaba alrededor del proto-sol, y el impacto de este material liberó calor. A medida que la Tierra creció el material más profundo experimentó calentamiento, debido a la compresión, a medida que se añadía nuevo material. Estos procesos, junto con el calor de la descomposición radiactiva, llevaron eventualmente a la fusión de una parte sustancial del material de la Tierra. Los componentes más pesados se hundieron hacia el centro para formar el núcleo, liberando calor debido a la fricción durante el proceso de hundimiento. Al final de la formación

del núcleo, se había liberado una cantidad significativa de calor, resultando en una Tierra mucho más caliente que hoy.

En la actualidad se estima que entre 45% y 85% del calor que se disipa desde la Tierra se atribuye a la descomposición radiactiva de isótopos de larga duración concentrados en la corteza. El calor restante proviene del enfriamiento gradual de la Tierra, en que el calor asciende desde el núcleo a través de la convección en el manto viscoso.

### **3.9.1 Recursos hidrotermales convectivos**

En áreas de fallas y pliegues geológicos activos, así como en regiones con flujos de calor regional elevados, son frecuentes los recursos hidrotermales convectivos que proporcionan calor directo. Estas áreas a menudo están marcadas por manantiales térmicos o pozos, aunque algunos recursos no presentan manifestaciones en la superficie y son descubiertos de manera fortuita a lo largo de zonas de fallas. En este contexto, el agua se sumerge en una parte de la zona de falla hasta alcanzar una profundidad en que se calienta lo suficiente como para ascender a lo largo de otra parte de la misma zona de falla. Es importante destacar que este modelo sencillo se considera el mecanismo básico para muchos recursos relacionados con fallas, con temperaturas bajas y moderadas en el oeste. Cada recurso es único en detalle, y el modelo en cada figura tiene la intención de ser ilustrativo solo de los mecanismos generales. La perforación para aprovechar el recurso tendría que cruzar la falla en profundidad, y un pozo puede o no producir temperaturas del agua mayores o similares a las descargas de manantiales.

### **3.10 Evaluación financiera**

En este apartado se aborda la evaluación financiera, que comprende los elementos clave para determinar la viabilidad financiera del proyecto desde la perspectiva de la empresa. De seguido se exponen los aspectos fundamentales del análisis financiero.

### 3.10.1 Valor actual neto o valor presente neto (VAN)

El valor actual neto (VAN) es una métrica financiera que evalúa si un proyecto será rentable después de considerar la inversión inicial al medir los flujos de ingresos y gastos proyectados en el futuro. El cálculo descuenta una determinada tasa o tipo de interés igual para el período considerado.

Calculando el VAN de un proyecto se conoce si este es viable o no. La fórmula que permite calcular el VAN es:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t}$$

*Ecuación 3.8* Calculo Valor Actual Neto

donde:

$F_t$ : son los flujos de dinero en cada período

$I_0$ : es la inversión realiza en el momento inicial ( $t = 0$ )

$n$ : es el número de períodos de tiempo

$k$ : es el tipo de descuento o tipo de interés exigido a la inversión.

Según (Gómez, 2019), al momento de tomar una decisión aplicando el VAN y aplicando el VPN para evaluar un solo proyecto, se deben tener en cuenta los siguientes principios:

- Si  $VAN > 0$ , significa que el capital invertido en el proyecto produce una rentabilidad mayor que la obtenida con la tasa de oportunidad. Por lo tanto, se debe aceptar el proyecto por cuanto genera un valor agregado a los inversionistas.

- Si  $VAN < 0$ , significa que el capital invertido en el proyecto produce una rentabilidad menor que la obtenida con la tasa de oportunidad. Por lo tanto, no debe aceptarse el proyecto.
- Si  $VAN = 0$ , es indiferente aceptar o no el proyecto.

### 3.10.2 Tasa interna de retorno (TIR)

La tasa interna de retorno (TIR) representa el rendimiento de una inversión, es decir, muestra el porcentaje de ganancia o pérdida que se espera para el capital que permanece invertido en el proyecto.

El indicador TIR es la tasa de interés con la cual el valor actual neto (VAN) de una inversión es igual a cero ( $VAN = 0$ ). Indica la tasa de interés de oportunidad para la cual el proyecto será rentable.

Para evaluar un proyecto con el criterio económico de la TIR se compara la tasa interna de retorno con la tasa de oportunidad del inversionista (Gómez, 2019).

- Si la  $TIR >$  Tasa de oportunidad o tasa de descuento, se debe aceptar el proyecto.
- Si la  $TIR <$  Tasa de oportunidad o tasa de descuento se debe rechazar el proyecto.
- Si la  $TIR =$  Tasa de oportunidad o tasa de descuento es indiferente ejecutar el proyecto.
- Para el cálculo de la TIR se aplica la siguiente fórmula:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1 + TIR)^t}$$

*Ecuación 3.9. Tasa Interna de Retorno*

## CAPÍTULO IV: MARCO METODOLÓGICO

El término "cuantitativo", originario del latín *quantitas*, en su sentido original, está asociado con recuentos numéricos y enfoques matemáticos (Niglas, 2010). Una investigación cuantitativa se refiere a un conjunto de procesos organizados secuencialmente para verificar determinadas suposiciones. Cada proceso precede al siguiente y no es posible omitir pasos, ya que el orden es estricto, aunque existe margen para redefinir ciertas etapas. Comienza con la delimitación de una idea, a partir de la cual se establecen objetivos e interrogantes de investigación, se realiza una revisión de la literatura y se construye un marco teórico o perspectiva. A partir de las interrogantes surgen hipótesis que determinan y definen variables; se elabora un plan para poner a prueba las hipótesis (diseño, que se asemeja a "un mapa de la ruta"); se escogen casos o unidades para medir las variables en un contexto específico (lugar y tiempo); se analizan y relacionan las mediciones obtenidas utilizando métodos estadísticos, y finalmente se obtienen conclusiones en relación con una o varias hipótesis (Sampieri, 2018).

En una investigación con enfoque cualitativo también se investigan los fenómenos de manera sistemática, pero con un enfoque diferente del cuantitativo. El término "cualitativo" tiene sus raíces en el latín *qualitas*, que se refiere a la naturaleza, el carácter y las propiedades de los fenómenos (Niglas, 2010). En lugar de comenzar con una teoría preestablecida y luego validarla con datos empíricos, el investigador inicia el proceso examinando directamente los hechos y revisando estudios previos de manera simultánea. El objetivo es generar una teoría coherente con lo que se está observando en el mundo real. Además, en las investigaciones cualitativas se plantea un problema de investigación, aunque generalmente no es tan específico como en la investigación cuantitativa. El enfoque cualitativo tiende a evolucionar gradualmente, y la ruta de investigación se va descubriendo a medida que se avanza en el estudio, adaptándose al contexto y a los eventos que se desarrollan. Las investigaciones cualitativas suelen dar lugar a preguntas antes, durante o después de la recolección y análisis de datos. La investigación cualitativa implica una dinámica constante entre la observación de los hechos y su interpretación, lo que resultando en un proceso más "circular" en el que la secuencia no sigue un patrón fijo y puede variar en cada estudio.

Sampieri (2018) explica la diferencia entre la investigación cuantitativa y la cualitativa como dos cámaras de fotos diferentes. En la cuantitativa se apunta, se mide con precisión y se toma la foto, es decir, hay que concentrarse en un enfoque específico. En cambio, en la cualitativa, primero se realiza un vistazo general, como si se diera un paso hacia atrás para ver todo el panorama. Luego, poco a poco, hace un acercamiento con la cámara para capturar lo que realmente te interesa. Cuando se mezclan ambas, como si se utilizara el acercamiento de la cámara tanto para acercar como para alejar, es posible capturar cualquier detalle interesante en el área. La investigación cuantitativa se basa en teorías previas y literatura existente, mientras que la cualitativa se apoya en antecedentes y experiencias directas. La cuantitativa ayuda a confirmar teorías y patrones de comportamiento de una población o fenómeno, mientras que la cualitativa permite obtener conclusiones propias y comprender de mejor manera aspectos como grupos de personas únicas o procesos particulares.

El enfoque elegido para esta investigación es cuantitativo ya que el objetivo general es determinar el ahorro de energía de un sistema de calentamiento de agua, empleando para esto una máquina frigorífica llamada “bomba de calor”. Para lograr esto se requiere realizar una investigación previa de antecedentes en los que se haya empleado este equipo con finalidades similares a las de este proyecto. Además, se requiere emplear conocimientos en termodinámica y transferencia de calor para realizar los cálculos matemáticos requeridos para determinar el tamaño de los equipos y su consumo energético, y con esto establecer si se cumple o no la hipótesis establecida en el planteamiento del problema mencionado al inicio de esta tesis. En el siguiente cuadro se establecen variables e instrumentos de medición para cada uno de los objetivos ya planteados.

<b>Objetivo</b>	<b>Variable</b>	<b>Indicador</b>	<b>Definición conceptual</b>	<b>Definición operacional</b>	<b>Definición instrumental</b>
Investigar las condiciones naturales con las que cuenta el lugar propuesto para el proyecto, y que podrían ser fuentes calóricas potenciales para su aprovechamiento o en un sistema de precalentamiento de agua.	Registros climatológicos y geotérmicos de la zona.	Temperatura ambiente, humedad relativa, radiación solar, tipo de suelo.	Se requiere una fuente de calor natural para calentar el agua.	La cantidad de calor se mide en julios o en calorías.	Datos de estaciones meteorológicas.  Investigaciones geotérmicas en la zona.
Estimar mediante cálculos matemáticos la demanda de agua caliente y su gasto energético para un edificio hospitalario de 400 encamados.	Tamaño del edificio hospitalario y los servicios con requerimiento de agua caliente.	Demanda de agua caliente, volumen y temperatura de agua	La temperatura del agua caliente entregada al sistema de distribución del edificio hospitalario después de los equipos principales de calentamiento de agua.	Tasa de flujo de agua, se mide en litros por segundo (l/s) y representa la cantidad de agua caliente que fluye a través del sistema por unidad de tiempo.  La temperatura calculada del agua caliente en la salida del sistema de calentadores.	Análisis de cálculos matemáticos.  Normas y guías de diseño para sistemas de agua caliente

<p>Proponer un escenario con equipos para calentamiento del agua que se considere como solución convencional de calentamiento y que permita compararse contra la propuesta de bombas de calor.</p>	<p>Capacidad de calentamiento de los equipos considerados para la propuesta.</p>	<p>Cantidad de calderas y su potencia.</p>	<p>Las calderas elevan la temperatura del agua según las necesidades del sistema de agua caliente del edificio.</p>	<p>Temperatura de entrada y salida del agua, se mide en grados Celsius (°C) y se registra en los puntos de entrada y salida del sistema.</p>	<p>Análisis de cálculos matemáticos.  Catálogos y guías de selección de fabricantes de equipos.</p>
<p>Proponer un escenario con equipos para calentamiento del agua y bombas de calor para la etapa de precalentamiento.</p>	<p>Tipos de bombas de calor, potencia de bombas de calor.</p>	<p>Cantidad de bombas de calor y su potencia.</p>	<p>Las bombas de calor toman el calor del ambiente (aire o suelo) y lo transfieren al sistema del hospital.</p>	<p>Temperatura de entrada y salida del agua, se mide en grados Celsius (°C) y se registra en los puntos de entrada y salida del sistema de precalentamiento.</p>	<p>Análisis de cálculos matemáticos.  Catálogos y guías de selección de fabricantes de equipos.</p>

<p>Calcular el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR) para el sistema de precalentamiento o propuesto.</p>	<p>Potencia de las bombas de calor, potencia de los calentadores de agua principales. Costos de los equipos y del sistema propuesto</p>	<p>Consumo de energía eléctrica.  Valor actual Neto (VAN) &amp; Tasa Interna de Retorno (TIR)</p>	<p>Al implementar el sistema de precalentamiento o los calentadores principales consumen menos energía lo que representa un ahorro económico.</p>	<p>Consumo de energía eléctrica: Se mide en kilovatios-hora (kWh) y se registra para evaluar la eficiencia energética del sistema.  VAN: representa la diferencia entre el valor presente de los flujos de efectivo generados por el proyecto y el valor presente de las inversiones realizadas para llevarlo a cabo.  TIR: se define como la tasa de rendimiento que iguala el valor presente neto (VPN) de los flujos de efectivo futuros del proyecto a cero</p>	<p>Análisis de cálculos matemáticos.  Cotizaciones de equipos por parte de fabricantes.</p>
--	---	---	---	---	---

**Tabla 4.1** Variables metodología de la investigación. Elaboración propia.

## CAPÍTULO V: DESARROLLO

### 5.1 Análisis de fuentes de calor

Las bombas de calor requieren suministro de calor a la entrada para realizar el proceso de calentamiento del agua. Para determinar dicho suministro de calor se busca utilizar una fuente de calor natural, por lo que se realiza un análisis de los recursos con los que cuenta la zona del hospital. Se consultan informes del Instituto Meteorológico Nacional de Costa Rica (IMN) y estudios técnicos adjuntos en el cartel de licitación publicado por la CCSS. La zona elegida para desarrollar el presente proyecto de investigación es la ciudad de Cartago, específicamente en el cantón de El Guarco, en donde se ubica el terreno en el que la CCSS busca construir el futuro hospital.



*Figura 5.1* Ubicación propuesta por la Caja Costarricense del Seguro Social para el desarrollo del futuro Hospital de Cartago. Fuente: Estudios previos adjuntos en cartel de licitación para el Hospital de Cartago, CCSS, 2013.

Como parte de la documentación publicada por la CCSS para la licitación del futuro hospital de la provincia de Cartago, se encuentran estudios geotécnicos e hidrogeológicos. Estos se consultan para determinar si sus resultados sugieren o indican presencia de fuentes geotérmicas, que se podrían aprovechar como recurso calórico natural para ser utilizado en la propuesta de calentamiento de agua, con bombas de calor.

El estudio geotécnico indica que se encuentran rellenos artificiales de suelos cohesivos contaminados con material orgánico de baja calidad. Debajo de esta capa se encuentra una capa de suelo conformado por limos plásticos, limos plásticos arenosos, limos arcillosos y limos de alta plasticidad. Luego aparece el estrato natural y firme de sitio de lahar, y finalmente aparece el manto rocoso natural y firme de sitio de lava andesítica de hasta los 28,40 m. Estos estudios destacan la cercanía de la falla Agua Caliente, para la cual se registran alineamientos de aguas termales, pero no se encuentra indicio de dicho recurso térmico en las cercanías del terreno del hospital.

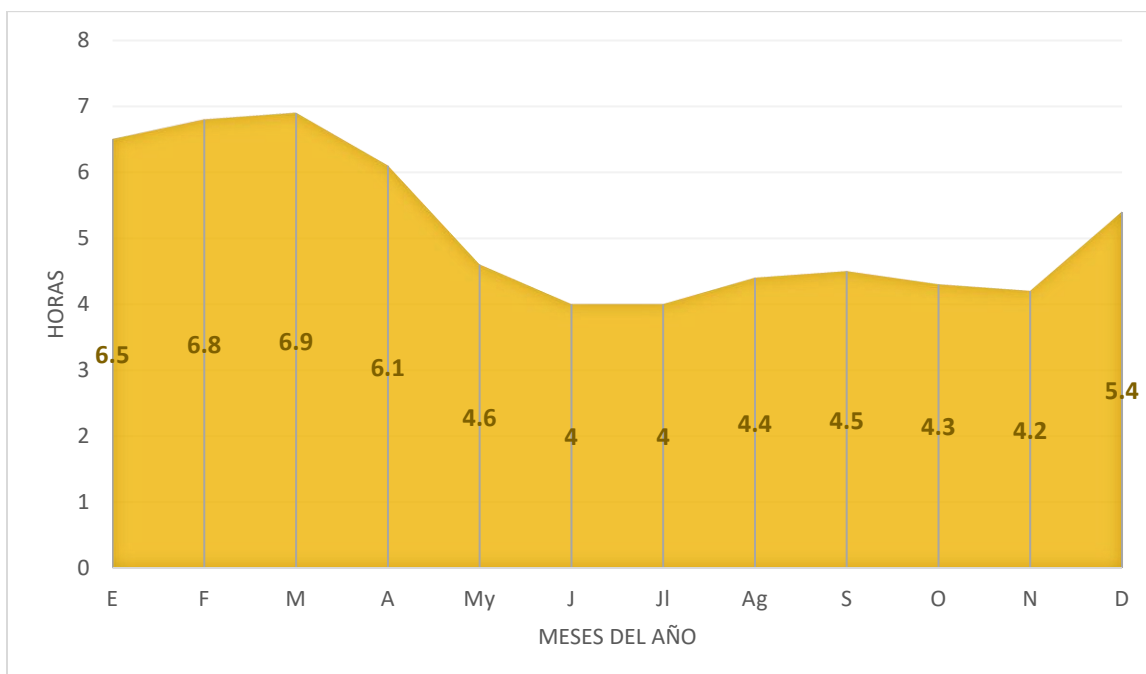
El enfoque de estos estudios es determinar las capacidades de carga del suelo y determinar el riesgo sísmico del lugar, por lo que sus resultados no determinan la posibilidad de encontrar fuentes geotérmicas en el terreno del hospital.

De acuerdo con el IMN, en el cantón El Guarco de Cartago la temperatura varía poco entre meses lo largo del año, y se determina una oscilación promedio anual de 10°C entre los registros de temperaturas máxima y mínima.

<b>Variable</b>	<b>E</b>	<b>F</b>	<b>M</b>	<b>A</b>	<b>My</b>	<b>J</b>	<b>Jl</b>	<b>Ag</b>	<b>S</b>	<b>O</b>	<b>N</b>	<b>D</b>
<b>Máx.</b>	22,7	23,5	24,6	25,4	25,6	25,2	24,5	25,0	25,3	24,9	23,7	22,8
<b>Mín.</b>	13,2	13,0	13,2	13,9	14,5	14,7	14,7	14,5	14,2	14,3	14,3	13,8
<b>Med.</b>	17,4	17,5	18,2	19,1	19,4	19,2	19,1	19,1	19,3	18,9	18,4	17,7

*Tabla 5.1 Promedios mensuales de temperaturas (en grados centígrados) en la estación de Linda Vista, El Guarco; período 1951 - 2017. Fuente: IMN, 2017.*

En esta región los registros indican un máximo de 8,9 horas de brillo solar para el mes de febrero y un mínimo de 1,5 horas por día para el mes de julio en ausencia de nubes. Esta zona presenta abundante nubosidad, la cual reduce las horas de brillo solar posibles. Diciembre, enero, febrero, marzo y abril se registran como los meses más soleados con promedio aproximado de 6,6 horas de sol por día; en el resto del año se registra un promedio de 4,2 horas diarias de brillo solar.



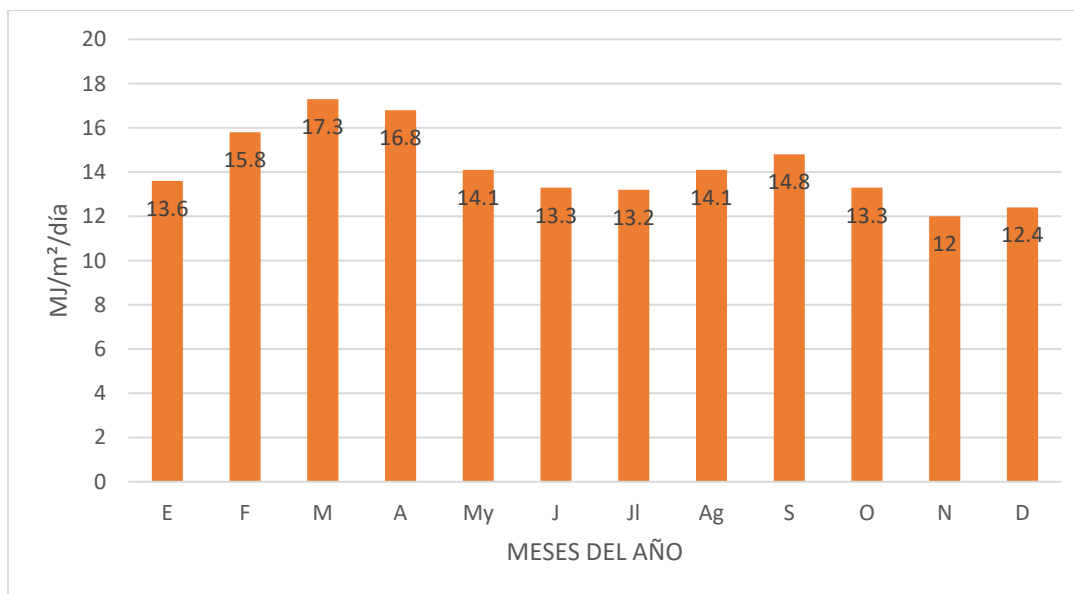
**Gráfico 5.1** Promedios mensuales del brillo solar, período 1988-2017. Fuente: IMN.

La radiación solar global promedio registrada para El Guarco varía durante el año entre 12,0 a 17,3 MJ/m<sup>2</sup>/día; y son febrero, marzo y abril los meses con mayor radiación (aproximadamente 16,3 MJ/m<sup>2</sup>/día), y noviembre y diciembre los meses de menor radiación (12,4 MJ/m<sup>2</sup>/día).

Durante los meses más secos del año, febrero y marzo, la humedad relativa alcanza un valor promedio de 82,7%, que llega hasta 88,0% en los meses de octubre y noviembre.

<b>E</b>	<b>F</b>	<b>M</b>	<b>A</b>	<b>My</b>	<b>J</b>	<b>Jl</b>	<b>Ag</b>	<b>S</b>	<b>O</b>	<b>N</b>	<b>D</b>
84.3	82.7	82.7	82.9	86.3	87	87.3	86.3	86.3	87.9	88.2	86.4

**Tabla 5.2** Promedios mensuales de humedad relativa en la estación de Linda Vista, El Guarco; período 1993 - 2017. Fuente: IMN, 2017.



**Gráfico 5.2** Promedios mensuales de radiación solar global, período 1997-2017. Fuente: IMN.

## 5.2. Cálculo de la demanda de agua caliente

### 5.2.1 Introducción

Al diseñar un sistema de agua caliente para un complejo hospitalario se debe considerar que los requerimientos de agua caliente de un hospital son muy diferentes a los de otros edificios, ya que prácticamente cuentan con todos los tipos de uso de agua caliente, incluidas áreas operativas que son exclusivas de este tipo de instalación. Independientemente del tipo de edificación para el que se diseñe un sistema de agua caliente, se debe empezar por analizar los grupos de usuarios y

sus necesidades; esto para identificar las variables por considerar en el cálculo de la demanda de agua caliente.

Para determinar la demanda de agua caliente se realiza una investigación para establecer qué método de cálculo utilizar, y se decide utilizar la metodología recomendada por ASPE, ya que esta permite establecer el consumo de agua caliente según el tipo de edificación. También se analizan resultados determinados con los métodos de cálculo simplificado recomendados por ASRAHE y por el Código de Instalaciones Hidráulicas y Sanitarias en edificaciones (CIHSE).

La metodología recomendada por ASPE establece que se deben tabular y clasificar las salidas de agua caliente por grupo de usuario y la temperatura del agua requerida en la salida. Para realizar el conteo y la clasificación de estas salidas se utiliza el cartel de licitación publicado en el 2022 por la Caja Costarricense del Seguro Social (CCSS) para la construcción del nuevo hospital de Cartago. Entre los documentos considerados están: Plan Funcional (PF), Cuadro de Requerimientos Especiales y Electromecánicos (CREYE), y propuesta arquitectónica.

### 5.2.2 Consideraciones para el diseño

Los requerimientos de caudal y temperatura varían según el tipo de salida de agua caliente. Su patrón de utilización, de acuerdo con el grupo de usuario final, si es de acceso público o privado, y requerimientos específicos para suministro de equipos. En la tabla 5.3 y tabla 5.4 se pueden observar requerimientos habituales de caudal y temperatura, respectivamente; según el tipo de salida en edificios hospitalarios.

<b>Tipo de salida</b>	<b>Caudal (L/h)</b>
Lavatorios privados	7,6
Lavatorios públicos	23
Bañeras	76
Lavaplatos	190 – 570
Piletas para pies	11
Fregadero de cocina	76

Lavadero	106
Fregadero general	38
Ducha	284
Fregadero de servicio	76
Ducha hidroterapia	1.520
Tina mariposa (“Hubbard”)	2.270
Tina para brazos (hidroterapia)	130
Tina para piernas (hidroterapia)	380
Baño de asiento	114
Tinas “flujo-continuo”	625
Fregadero circular	76
Fregadero semicircular	38
<b>Factor de demanda</b>	<b>0,25</b>
<b>Factor de capacidad de almacenamiento</b>	<b>0,60</b>

**Tabla 5.3** Demanda de agua caliente por tipo de salida. Fuente: 2011 ASHRAE Handbook – HVAC Applications.

Uso	Temperatura °C
Lavatorio (lavado de manos)	40
Lavatorio (afeitado)	45
Duchas y tinas	43
Tinas terapéuticas	35
Lavandería (comercial o institucional)	Mayor a 82
Lavadoras de ropa y lavadoras de platos (residencial)	60
Lavadora de platos (comercial)	82 – 90

**Tabla 5.4** Temperaturas de agua caliente representativas. Fuente: 2011 ASHRAE Handbook – HVAC Applications.

Cuando se calcula la cantidad de agua caliente necesaria es importante considerar las distintas zonas de un sistema, conocidas como grupos de usuarios. Algunas de las zonas más comunes en un hospital son hospitalización, estaciones de enfermería, terapia física, nutrición, salas de operaciones, central de esterilización, obstetricia y lavandería.

Las áreas de hospitalización o encamados son destinadas a personas que ingresan para recibir tratamientos médicos o quirúrgicos. Los pacientes quirúrgicos son aquellos que ingresan para someterse a cirugías y luego permanecen en el hospital para su recuperación. Por otro lado, los pacientes médicos son aquellos que ingresan debido a enfermedades que no requieren cirugía,

pero necesitan cuidados constantes y especializados. Es habitual que los pacientes quirúrgicos reciban baños de esponja y, bajo indicación médica, pueden usar las duchas. En cambio, los pacientes médicos suelen tener acceso a las duchas y baños en todo momento. Algunas consideraciones que tomar en cuenta en estas áreas:

- Existen códigos y regulaciones que exigen 43°C como temperatura máxima del agua que se va a utilizar en áreas de atención de pacientes para prevenir quemaduras. Moritz y Henriques de Harvard investigaron cuánto tiempo y a qué temperatura se necesitan estar en contacto con el agua para sufrir una quemadura de primer grado. Descubrieron que se necesitan 3 segundos a 60°C para causar esta quemadura, 20 segundos a 54°C y 8 minutos a 49°C. El umbral del dolor es de 48°C. Las personas suelen sentir malestar a 49°C, por lo que es poco probable que se expongan durante los 8 minutos necesarios para la quemadura. Sin embargo, algunas personas, como los niños, adultos mayores o pacientes de hospital con condiciones atípicas pueden no sentir el dolor a tiempo. Por lo tanto, es importante tomar precauciones, como lo exigen las normativas.
- Debido a la densidad de duchas, el área de hospitalización debe considerarse en el pico de alta demanda.
- En los cuartos de aislamiento para pacientes críticos el lavado de manos se realiza con más frecuencia que en zonas de atención típica de pacientes.

Las estaciones de enfermería es donde el personal de enfermería lleva a cabo sus tareas de atención de pacientes. Realizan tareas como preparar medicamentos, proporcionar comida a los pacientes y hacer el papeleo y la limpieza necesarios. Cerca de las estaciones hay baños para el personal con lavatorios para lavado de manos. También hay fregaderos en las áreas de administración de alimentos y medicamentos. La sala de enfermeras generalmente no usa mucha agua caliente.

En el área de terapia física se dan servicios con hidroterapia. Las bañeras terapéuticas son de diversos tamaños (tinas “Hubbard” de inmersión cuerpo completo, tinas para extremidades

brazos y piernas). Todas requieren el uso de agua caliente a diferentes temperaturas y las de mayor tamaño requieren altos caudales de suministro; por lo que, en el diseño del sistema de agua caliente se deben considerar la frecuencia de uso de los equipos y su velocidad deseada de llenado, y la temperatura máxima que se va a utilizar en las terapias.

Por lo general, el servicio de nutrición en un hospital opera las 24 horas, aunque esto puede variar según el tamaño del centro médico. Este servicio no solo proporciona alimentos a los pacientes y sus visitantes, sino también al personal y ocasionalmente al público en general. Por lo general, se sirven tres comidas completas al día, pero en algunos hospitales también se ofrece una cena. Además de los requerimientos de agua caliente para preparación de alimentos, estas áreas cuentan con equipos para el lavado de platos y utensilios que tienen requerimientos de altas temperaturas de agua caliente para su operación. Aspectos por considerar en esta área:

- Típicamente se requieren tres diferentes temperaturas en el suministro de agua caliente, 43°C para el lavado de manos, 60°C para procesos de preparación de alimentos, 82°C para procesos de sanitización de áreas y utensilios.
- Usualmente se empiezan operaciones muy temprano en el día, por lo que la demanda de agua caliente es simultánea con otras áreas del hospital.

Las salas de operaciones habitualmente no tienen altos requerimientos de agua caliente. Es típico de estas zonas las estaciones de lavado de manos y saneamiento del personal de cirugía, y dependiendo del diseño del edificio puede que el personal disponga de duchas en el área de casilleros.

La central de esterilización es el lugar en donde se envían los instrumentos quirúrgicos y otros tipos de equipos en que se utilizan distintas facilidades para ser limpiados o esterilizados antes de ser desechados o reutilizados. Este departamento opera generalmente tanto durante como después del horario programado de funcionamiento de las salas de operaciones. Dado que en esta área se utilizan diversos equipos que requieren agua caliente, se podría considerar como zona de lavadoras de vajillas para efectos de diseño.

En el área de obstetricia es en donde se atienden los partos. Debido a que el momento de un nacimiento es imprevisible, el servicio de obstetricia opera durante las 24 horas del día. En muchos hospitales es habitual que esta zona cuente con duchas y tinas para las áreas de parto y postparto. Consideraciones en el diseño del equipo para agua caliente:

- Además de ser utilizadas para el saneamiento de pacientes, las duchas son empleadas para procesos de relajación de la madre de previo y posteriormente al parto, por lo cual los tiempos de utilización de las duchas deben ser considerados mayores a los habituales.
- La temperatura máxima para el agua caliente debe ser de 43°C

Las mayores demandas de agua caliente en un complejo hospitalario se presentan en el servicio de lavandería, ya que se acumula una gran cantidad de ropa sucia. No todos los hospitales cuentan con servicio de lavandería, dado que existe la posibilidad de realizar esta labor fuera del complejo. Este tipo de instalación tiene alta incidencia en el cálculo de pico de demanda de agua caliente, porque inicia sus labores a las primeras horas del día, empezando con el proceso de llenado de las lavadoras, y estas tienen alta probabilidad de operar de manera simultánea.

Una vez determinados los grupos de usuario y analizadas las variables específicas de cada uno, la Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Plomería (ASPE, por sus siglas en inglés), recomienda tabular por grupos de usuario las cantidades, demandas y temperaturas por salida. Emplean tablas similares a la tabla 5.3 y la tabla 5.4, así como los tiempos de uso estimados en una hora para cada tipo de salida. Una vez determinados los caudales totales y la temperatura máxima para cada grupo de usuario se debe aplicar un factor de uso (ver la tabla 5.5) para determinar la demanda de agua caliente.

Grupo de usuario	GPM (L/seg)	GPH (L/h)
Hospitalización	0,10	0,40
Estación de enfermería	0,05	0,50
Terapia física (hidroterapia)	0,25	0.90
Nutrición	0,40	0.90
Salas de operaciones	0,50	0.50
Central de esterilización	0,20	0.90
Obstetricia	0,10	0.40
Áreas misceláneas	0,05	0.10

**Tabla 5.5** Factores de uso por grupo de usuario. Fuente: *Domestic water heating design manual, Segunda edición, 2003, ASPE.*

*Nota: El valor "GPM (L/seg)" se basa en la posibilidad de que cada aparato que utiliza agua caliente funcione en 1 min (seg) cualquiera. El valor "GPH (L/h)" se basa en la posibilidad de que cada aparato que utilice agua caliente funcione durante un período de 1 hora. Estos valores se basan en un pico de uso de una hora, con un período pico de 3 horas.*

Otro aspecto que se debe considerar al determinar las temperaturas de operación de los equipos generadores de agua caliente es la legionelosis, ya que esta es una enfermedad respiratoria mortal que puede propagarse a través del agua. Las bacterias causantes se encuentran en fuentes naturales de agua y se multiplican en agua caliente. Beber agua con estas bacterias no es peligroso, pero inhalarlas, como al ducharse, puede causar la enfermedad. La bacteria *Legionella pneumophila* se reproduce en aguas a 46 °C o menos, especialmente en lugares en donde el agua se estanca. Se sugiere mantener el agua a 60 °C para prevenir su crecimiento, aunque esto aumenta el riesgo de quemaduras, por lo que se recomiendan precauciones como válvulas mezcladoras.

### 5.2.3 Cálculo de la demanda de agua caliente

En ingeniería existen diversos métodos para determinar la demanda de agua en un sistema de fontanería. La máxima demanda posible es la que se determina considerando que habrá un instante en el que todos los puntos de uso de agua caliente se encuentren activos al mismo tiempo. Si bien es cierto este escenario es posible, es muy poco probable que se dé una situación en la que todos los grifos, duchas y equipos estén consumiendo agua caliente al mismo tiempo. Emplear la máxima demanda posible para dimensionar un sistema de agua caliente conlleva que equipos y tuberías estén sobredimensionados para condiciones normales de operación. Ante esto, el enfoque

correcto es determinar la máxima demanda probable, la cual se podría definir como el escenario en donde exista la probabilidad más alta de que varios puntos de uso demanden agua caliente al mismo tiempo, considerando su patrón de uso o comportamiento. Para esto se requieren mediciones y estudios de consumo de los usuarios finales según la aplicación para la cual se esté diseñando el sistema.

Para esta investigación se analizan y comparan los resultados de tres métodos de cálculo; dos métodos simplificados, el recomendado por el CIHSE ya que es la legislación vigente en Costa Rica y el recomendado por ASHRAE como referencia de normativa internacional. El tercer método considerado es el propuesto por ASPE ya que este permite un análisis detallado del sistema además de ser ampliamente utilizado como referencia internacional en América.

De acuerdo con el Plan Funcional (PF) del hospital de Cartago, este contará con 407 encamados, distribuidos de la siguiente manera:

<b>Servicio de hospitalización</b>	<b>Camas</b>
Unidad de cuidados intensivos (UCI)	15
Unidad de aislamiento	26
Medicina	114
Cirugía	102
Pediatría y neonatología	86
Ginecología y obstetricia	64
<b>Total encamados</b>	<b>407</b>

*Tabla 5.6 Estimación de encamados Hospital de Cartago. Elaboración propia. Fuente: CCSS Cartel licitación pública Nuevo Hospital Dr. Max Peralta Jiménez Cartago, 2022.*

El CIHSE recomienda considerar la dotación de agua caliente  $2/5$  partes respecto a la dotación diaria mínima de agua potable, y de dicho consumo de agua caliente, aplicar factores de 0,40 y 0,166 para determinar la capacidad del tanque de agua caliente y del calentador de agua, respectivamente; dicho de otra manera,  $2/5$  partes del consumo diario de agua caliente (0,40)

determinaría el volumen del tanque de agua caliente y 1/6 del consumo diario de agua caliente (0,166) establecería la capacidad horaria del calentador de agua.

En el mismo CIHSE se establecen 1.250,0 litros/cama/día como dotación diaria de agua potable para clínicas y hospitales, con este dato y con la cantidad de encamados de la tabla 5.6, se procede a calcular el volumen total de almacenamiento de agua caliente ( $V_{T1}$ ) y la capacidad del calentador de agua ( $R_{H1}$ ):

$$V_{T1} = \left( 0,4 \times 1.250 \frac{l}{\text{cama/día}} \times 0,4 \right) \times 407 \text{ camas} = 81.400,00 l$$

$$R_{H1} = \left( 0,4 \times 1.250 \frac{l}{\text{cama/día}} \times 0,166 \right) \times 407 \text{ camas} = 33.903,10 l/hr \left( 9,41 l/s \right)$$

En contraste, ASHRAE también propone un método simple para calcular la demanda de agua caliente de un edificio. Utilizando el método Hunter y la cantidad de encamados (ver el desarrollo de este cálculo en el Anexo 1, página 93) se obtienen los siguientes valores:

- Volumen total de almacenamiento de agua caliente ( $V_{T2}$ ) = 56.160,00 l/día
- Capacidad del calentador de agua ( $R_{H2}$ ) = 23.400,00 l/hr

Ambos métodos simplificados de CIHSE y ASHRAE utilizan como parámetro la cantidad de encamados, pero a pesar de esta similitud, se encuentra una diferencia de más del 40% entre sus resultados. Debido a la simplicidad de estos cálculos, no es posible determinar cuál de los dos resultados es el adecuado para ser considerado en el desarrollo de esta investigación. Por lo tanto, se empleará el método propuesto por ASPE, ya que este permite determinar y analizar la demanda de agua caliente por cada sector del hospital, lo que facilita la toma de decisiones relacionadas con el diseño del sistema.

Como ya se indicó en las consideraciones de diseño, cada área de servicio en un hospital tiene requerimientos específicos para el consumo de agua caliente. Siguiendo el método de cálculo propuesto por ASPE, es necesario tabular, para cada grupo de usuario (área de servicio), el tipo y cantidad de salidas de agua caliente, el caudal requerido en cada punto de uso, su tiempo de consumo, y la temperatura de salida del agua. Con estos datos, se obtiene el caudal máximo posible en dicho sector del hospital. Para calcular el máximo caudal probable, se emplean los factores de uso de la tabla 5.5. En el Anexo 2 (página 93), se presentan las tablas calculadas para cada grupo de usuario; estos resultados se resumen en la tabla 5.7.

	Temperatura en el punto de uso (°C)					
	41°		43°		60°	
Grupo de usuario	l/s	l/h	l/s	l/h	l/s	l/h
Hospitalización	8.31	10,496.64	2.26	890.44	0.00	0.00
Estaciones de enfermería	0.50	883.20	0.00	0.00	0.00	0.00
Obstetricia	0.49	1,716.00	0.17	158.26	0.00	0.00
Áreas Misceláneas	2.85	1,723.68	1.02	184.46	0.00	0.00
Cirugía	5.04	1,194.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Esterilización	0.51	632.88	0.17	45.90	0.20	270.00
Nutrición	0.33	448.20	0.23	30.78	5.02	1,459.95
Terapia física	1.02	2,478.60	0.72	220.69	0.00	0.00
<b>Subtotales (A)</b>	<b>19.04</b>	<b>19,537.20</b>	<b>4.57</b>	<b>1,530.52</b>	<b>5.22</b>	<b>1,729.95</b>
Porcentaje de agua 60°C para mezcla con agua fría a 15°C (B)	0.58		0.62		1.00	
<b>Subtotales (A x B)</b>	<b>11.00</b>	<b>11,308.96</b>	<b>2.84</b>	<b>952.32</b>	<b>5.22</b>	<b>1,729.95</b>
<b>TOTALES</b>					<b>L/S</b>	<b>L/H</b>
					<b>19.07</b>	<b>13,991.23</b>
<p>Nota: Se estable 60°C como la temperatura de entrega por parte del sistema generador de agua caliente. Si bien es cierto la mayor demanda de agua caliente es a 41°C, se consideran 60°C por ser la temperatura recomendada para evitar la presencia de <i>Legionella</i> en el agua.</p>						

**Tabla 5.7.** Resumen demanda horaria total y por servicio hospitalario. Elaboración propia.

## **5.3 Propuesta equipos de calentamiento, escenario A, calentadores de combustión sin precalentamiento.**

### **5.3.1 Introducción**

En el presente trabajo de investigación se busca proponer un sistema de precalentamiento para reducir el consumo energético del calentamiento de agua. Para determinar la viabilidad de dicha propuesta se debe comparar con un sistema de calentamiento convencional, por lo que se realizará una propuesta de tamaño de equipos, y se sugerirán modelos comerciales que se puedan considerar como sistema de calentamiento convencional.

Una vez determinada la demanda es posible elegir el equipo para el calentamiento del agua. Aspectos por considerar en la elección de un sistema generador de agua caliente son su tipo y la manera de cómo este calienta y suministra el agua, según la demanda de la aplicación en la que trabaje. En el mercado existen diversos tipos de calentadores de agua y entre los más comunes se pueden mencionar los calentadores instantáneos (también conocidos como calentadores de paso), tanques de agua caliente con almacenamiento y calentador integrados en un solo elemento, y calentadores de tipo caldera.

Los calentadores instantáneos y los tanques de agua caliente son equipos comúnmente utilizados en aplicaciones residenciales y aplicaciones comerciales de pequeña demanda (restaurantes, gimnasios, etc.). Los calentadores de tipo caldera tienen mayor capacidad de calentamiento, por lo que son empleados en aplicaciones industriales o comerciales de alta demanda. Es habitual que estos calentadores trabajen junto a grandes tanques de almacenamiento para mejorar su rendimiento, ya que pueden trabajar con menos tasas de calentamiento para almacenar dicha energía en los tanques, y que estos cubran la demanda pico en el momento en que esta se presente.

En aplicaciones hospitalarias, y más precisamente en nosocomios de Costa Rica, la solución típica para el calentamiento de agua es un sistema centralizado compuesto por calderas eléctricas o de combustión con gas licuado de petróleo (GLP), y tanques de alto volumen para el almacenamiento del agua. Para el análisis a desarrollar en este capítulo sobre la demanda de agua caliente. Se mantendrá dicho esquema de caldera y almacenamiento de agua en tanques independientes.

### **5.3.1 Consideraciones para la propuesta**

Los factores de uso de cada grupo de usuario, empleados para el cálculo de la demanda de agua caliente, están basados en un período pico de 3 horas. Una demanda pico de 3 horas concuerda con patrones de consumo mencionados en artículos técnicos consultados para la realización de este proyecto (K. Tabet Aoul, A., 2018), por lo que se mantendrá este período de duración para la demanda pico de la presente estimación. La demanda total pico calculada en la tabla 5.7 es el flujo de agua caliente que debe suministrar el sistema de generación para cubrir el escenario más crítico de consumo; como ya se mencionó en la introducción de este capítulo, se considera un sistema de generación de agua caliente centralizado, compuesto por caldera y tanque de almacenamiento, por lo que la demanda pico calculada debe ser cubierta por ambos elementos de este esquema de funcionamiento, y no solo por la caldera.

Para determinar la proporción de cuánta agua caliente suministra la caldera y cuánta agua caliente suministra el tanque de almacenamiento en el período de consumo crítico del sistema se debe tener en cuenta que cuanto mayor sea el almacenamiento de agua menor será la capacidad calorífica de la caldera, ya que esta tendrá un lapso mayor para reponer el agua caliente consumida por el hospital en el pico de tres horas.

Una vez determinado el volumen de agua caliente por suministrar en una hora se procede a calcular la cantidad de energía necesaria para calentar dicha demanda de agua. Además, se eligen

tres escenarios, considerados como métodos convencionales de calentamiento de agua, para estimar cuantos calentadores se requerirían para cubrir la demanda ya calculada.

### 5.3.2 Estimación de las capacidades de los equipos

Para calcular la cantidad de energía calorífica requerida para lograr calentar la demanda de agua caliente se utiliza la siguiente fórmula de balance térmico en estado estacionario:

$$q = r \times w \times c \times \Delta T$$

*Ecuación 5.1 Balance térmico en estado estacionario.*

donde:

$q$  = tasa de transferencia de calor en el tiempo, KJ/h (Btu/h)

$r$  = flujo, m<sup>3</sup>/h (gph)

$w$  = peso del agua a calentar, kg/ m<sup>3</sup>

$c$  = calor específico del agua (constante), 4.188 KJ/Kg/K (1 Btu/lb/°F)

$\Delta T$  = cambio de temperatura. Temperatura final (TH) - temperatura inicial (TC), K (°F)

$$q = r \times w \times c \times \Delta T$$

*Ecuación 5.1 Balance térmico en estado estacionario.*

$$r = 13.991,23 \frac{l}{h} \times \frac{1}{1000} \frac{m^3}{l} = 13,99 \frac{m^3}{h} (\approx 14,00)$$

$$q = 14,0 \frac{m^3}{h} \times 999,10 \frac{kg}{m^3} \times 4,185 \frac{kJ}{kg/^{\circ}K} \times (333,15 - 288,15)^{\circ}K$$

$$q = 2.634.117 \text{ kJ/h}$$

$$q = 2.634.117 \text{ kJ} \times \frac{1 \text{ Btu}}{1,055 \text{ kJ}} = 2.496.793,36 \text{ Btu/h} (\approx 2497 \text{ MBtu/h})$$

Es común que los fabricantes de equipos para calentamiento de agua ofrezcan las capacidades de los equipos en Btu y no en kJ, por lo que se realiza la siguiente conversión:

$$q = 2.634.117 \text{ kJ} \times \frac{1 \text{ Btu}}{1,055 \text{ kJ}} = 2.496.793,36 \text{ Btu/h} (\approx 2497 \text{ MBtu/h})$$

Se debe calcular la cantidad de energía a la entrada del calentador de agua para especificar y seleccionar un equipo, para esto se toma en consideración las eficiencias mínimas recomendadas en ASHRAE 90.1 y se consultan catálogos de fabricantes como Lochinvar, AO Smith y Bradford White. Se determina que para efectos de la presente investigación una eficiencia térmica de un 85% ( $E_t$ ) es un valor aceptable ya que cumple con el mínimo establecido por normativa y abarca la mayoría de los modelos de equipos de catálogos comerciales consultados. La energía de entrada requerida en el calentador de agua se calcula de la siguiente manera:

$$E_t = \frac{q}{q + B} \times 100$$

*Ecuación 5.2 Energía de entrada calentador de combustión con gas.*

$$(q + B) = \frac{q}{E_t} \times 100$$

$$(q + B) = \frac{2.497 \text{ MBtu/h}}{85} \times 100 = 2.937 \text{ MBtu/h}$$

donde:

**q** = tasa de transferencia de calor en el tiempo, KJ/h (Btu/h)

**B** = pérdida de calor en el calentador, KJ/h (Btu/h)

### 5.3.3 Propuesta de los equipos

Comercialmente, las capacidades de calderas o calentadores de agua de combustión con gas llegan hasta 2.000 MBtu/h de capacidad nominal, por lo que una sola caldera no tendría la capacidad de cubrir el total de la demanda de agua caliente. Como se indicó anteriormente, se está considerando un sistema de calentamiento centralizado compuesto por calderas y tanques de almacenamiento, por lo que se propone considerar dos calderas de capacidad de calentamiento nominal de 1.500 MBtu/h.

La cantidad y el volumen de los tanques de almacenamiento se determina considerando que se debe cubrir la demanda durante un pico de consumo de 3 horas, por lo cual estos se dimensionan para que suministren agua caliente durante una hora del período pico, mientras el calentador repone el agua caliente consumida en un lapso de una hora. Considerando lo anterior, se proponen cuatro tanques de almacenamiento con volumen nominal de 3.785 litros (1.000 galones), asumiendo 80% de volumen aprovechable por el fenómeno termodinámico de estratificación. En la siguiente tabla se amplía la especificación y referencias comerciales para estos equipos.

Detalle del equipo	Cantidad	Referencia comercial
Calentador de agua de combustión con gas LP, 85% de eficiencia térmica, energía de entrada 1.500.000 Btu/h, energía de salida 1.277.000 Btu/h. Bomba de recirculación integrada.	2	BMT2V1500PACKPXN, Bradford White
Tanque metálico vertical para almacenamiento de agua caliente, capacidad nominal de 4.236 litros. Encamisado y aislado con 2" de espuma de alta densidad.	4	NV1219JG5A, Bradford White

*Tabla 5.8 Propuesta de equipos para el escenario de sistema de calentamiento con calderas de combustión sin precalentamiento.*

## 5.4 Propuesta equipos de precalentamiento escenario B, calentadores de combustión y bombas de calor.

### 5.4.1 Introducción

Las bombas de calor son máquinas de alto rendimiento basadas en refrigerantes. Pueden ser utilizadas como sistemas de aire acondicionado ya que, gracias a la versatilidad de estos equipos, facilitan el enfriamiento o calentamiento de un espacio empleando un único elemento. Además de esto, las bombas de calor se aplican como calentadores de agua en diversas aplicaciones residenciales e industriales. Ante esto, la bomba de calor por proponer para esta investigación no puede ser dimensionada como en los sistemas convencionales de calentamiento de agua, porque su rendimiento está condicionado a las características de la aplicación y, en el caso específico de este proyecto, a las variaciones del clima.

Como hipótesis inicial se plantea que, al elegirse el aire ambiente como fuente de calor, la bomba no podrá cubrir 100% de la demanda, debido a las variaciones en la temperatura del aire a lo largo del día, por lo que se mantendrá el esquema de sistema de calentamiento de agua centralizado que convencionalmente está conformado por tanque de acumulación y calentador principal, y se integrará a este la bomba de calor como un subsistema de precalentamiento.

#### **5.4.1 Consideraciones para la propuesta**

Para seleccionar una bomba de calor tipo “aire - agua” que trabaje para el calentamiento de agua, no es práctico utilizar los mismos métodos empleados para la selección de calentadores convencionales (entiéndase por “convencionales” equipos que utilizan gas LP o electricidad), que realizarían la misma función de calentamiento dado que estos se dimensionan o seleccionan para satisfacer la demanda de consumo pico en un período determinado durante el día, y se deduce que si estos calentadores son capaces de cubrir los requerimientos de la situación más crítica su desempeño no se verá limitado ante situaciones de consumo normales.

Otro aspecto en el que difiere la selección de la bomba de calor y los calentadores convencionales es en que la selección de los calentadores no considera limitaciones en el suministro de la fuente de energía utilizada para el proceso de calentamiento, ya que dichas fuentes de energía se dimensionan a partir de la capacidad de calentamiento del equipo seleccionado. En el caso de bombas de calor se tiene que considerar tanto la energía disponible de entrada como la energía que debe suministrar la bomba.

Además de maximizar el aprovechamiento de la bomba de calor se debe dar atención a otros componentes del sistema:

- El sistema de control de temperatura entre la caldera y la bomba de calor debe ser ajustable a las demandas del sistema de agua caliente.

- Se debe mantener un flujo de masa constante en el condensados y en el evaporador, por lo que es recomendable un desacople hidráulico entre la etapa de precalentamiento y la etapa de suministro al sistema.
- El trabajo realizado por el calentador de agua principal debe ser enfocado para el pico de demanda del sistema.

#### 5.4.2 Estimación de la demanda diaria de agua caliente

Como se demostró en la sección 5.2.3, en que se calcula la demanda de agua caliente, en sistemas tradicionales de calentamiento mediante gas licuado de petróleo (GLP) se utiliza la demanda pico en una hora para dimensionar los equipos. Este método es adecuado ya que estos equipos tienen capacidad de calentamiento instantánea. En el caso de bombas que utilizan como recurso calórico el aire para calentar el agua dependen de la temperatura de este, y de si se mantiene o no constante a través del tiempo, por lo que no se utilizará la demanda pico horaria para realizar la propuesta, sino que se considerará la demanda calorífica en un día de operación para seleccionar y proponer la o las bombas de calor necesarias para cubrir la demanda.

Para determinar la demanda diaria se utiliza la tabla de demandas de agua caliente para diferentes tipos de edificaciones. Estos datos se basan en investigaciones (Werden y Spielvogel, 1969) patrocinadas por el Instituto Eléctrico Edison (EEI, por sus siglas en ingles).

<b>Tipo de edificio</b>	<b>Máximo horario</b>	<b>Máximo diario</b>	<b>Promedio diario</b>
Dormitorios (hombres)	14,4 L/estudiante	83,3 L/estudiante	49,7 L/estudiante
Dormitorios (mujeres)	19,0 L/estudiante	100,0 L/estudiante	49,6 L/estudiante
Moteles: Número de unidades <sup>a</sup>			
20 o menos	23 L/unidad	132,6 L/unidad	75,8 L/unidad
60	20 L/unidad	94,80 L/unidad	53,1 L/unidad
100 o más	15 L/unidad	56,80 L/unidad	37,9 L/unidad
Centros de cuidados	17 L/cama	114 L/cama	69,7 L/cama
Edificios de oficinas	1,5 L/persona	7,6 L/persona	3,8 L/persona

Establecimientos servicios alimentarios:			
Tipo A – Restaurantes y cafeterías de comida completa	5,7 L/platos máx./h	41,7 L/platos máx./día	9,1 L/platos promedio/h <sup>b</sup>
Tipo B – Autoservicios, parrilladas, cafeterías, sandwicherías y bocadillerías	2,6 L/platos máx./h	22,7 L/platos máx./día	2,6 L/platos promedio/h <sup>b</sup>
Edificios de apartamentos: Número de apartamentos			
20 o menos	45,5 L/apto	303,2 L/apto	159,2 L/apto
50	37,9 L/apto	276,7 L/apto	151,6 L/apto
75	32,2 L/apto	250,0 L/apto	144,0 L/apto
100	26,5 L/apto	227,4 L/apto	140,2 L/apto
200 o más	19 L/apto	195,0 L/apto	132,7 L/apto
Escuelas primarias	2,3 L/estudiante	5,7 L/estudiante	2,3 L/estudiante <sup>b</sup>
Institutos de secundaria y bachillerato	3,8 L/estudiante	13,6 L/estudiante	6,8 L/estudiante <sup>b</sup>
<sup>a</sup> Interpolar para valores intermedios <sup>b</sup> por día de operación			

**Tabla 5.9** Demandas y uso de agua caliente para diversos tipos de edificios. Fuente: 2003 ASHRAE Chapter 49 – Service Water Heating.

De la tabla 5.9 se considera el promedio diario para “Centros de cuidados” de 69,7 litros/cama, ya que este tipo de edificios poseen características operativas similares a las de un hospital. Para calcular la demanda diaria además del dato elegido en la tabla 5.9, se considera la cantidad de encamados calculada en la Tabla 5.6, el producto de estos determina la demanda de agua caliente para un día ( $V_d$ ).

$$V_{d1} = 69,7 \frac{l}{cama} \times 407 \text{ camas} = 28.367,9 l$$

El promedio diario de 69,70 l/cama considera el consumo de agua caliente para bañeras, duchas, lavatorios, fregaderos de servicio, fregaderos y equipos del servicio de nutrición y, sanitización en general. La demanda diaria para otros servicios, como lavandería e hidroterapia, se deben sumar como adicionales. Como se indicó en las limitaciones de esta investigación, el servicio de lavandería no se considera en las estimaciones de consumo de agua y dimensionamiento de equipos de calentamiento de agua.

Además del servicio de terapia física, otros servicios hospitalarios que no son considerados en el promedio diario por no ser servicios que sean típicos de centros de cuidados, como lo son obstetricia, cirugía ni central de esterilización, por lo que, para considerar la demanda diaria de estos servicios se utilizan los datos de la tabla 5.7 para establecer una relación porcentual de cada servicio hospitalario respecto al total de la demanda, con el fin de aplicar el porcentaje de dichos servicios como incremento en el volumen ya calculado de demanda diaria.

<b>Grupo</b>	<b>Servicio</b>	<b>Demanda horaria (l/h)</b>	<b>Porcentaje respecto al total</b>
A	Hospitalización	6,618.78	47.3%
	Estaciones de enfermería	510.29	3,6%
	Áreas misceláneas	1110.68	7,9%
	Nutrición	1,738.06	12.4%
<b>Subtotal A</b>			<b>71.3%</b>
B	Obstetricia	1,089.94	7,8%
	Cirugía	689.87	4,9%
	Esterilización	664.22	4,7%
	Terapia física	1,569.40	11,2%
<b>Subtotal B</b>			<b>28.7%</b>
<b>Total</b>		<b>13,991.23</b>	<b>100%</b>

*Tabla 5.10. Peso porcentual de la demanda horaria por servicio hospitalario. Elaboración Propia.*

Como ya se explicó, y de acuerdo con los datos de la tabla 5.10, los servicios hospitalarios agrupados en A estarían considerados en la demanda diaria ya calculada, lo que representaría 71.3% del total de la demanda. Por lo tanto, para considerar los servicios faltantes agrupados en B se hace la siguiente estimación:

$$V_{d2} = 28.367,9 \text{ l} \div \frac{71,3}{100} = 39.786,67 \text{ l} (\cong 10.510 \text{ gal.})$$

Empleando la ecuación 5.1 se obtiene la cantidad de energía para calentar la demanda diaria.

$$q = 40,0 \frac{\text{m}^3}{\text{día}} \times 999,10 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4,185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}/^\circ\text{K}} \times (333,15 - 288,15)^\circ\text{K}$$

$$q = 7.526.220 \text{ kJ}/\text{día}$$

Expresando  $q$  en Btu:

$$q = 7.526.220 \text{ kJ} \times \frac{1 \text{ Btu}}{1,055 \text{ kJ}} = 7.133.858,10 \text{ Btu}/\text{día} \left( \approx 7134 \text{ MBtu}/\text{día} \right)$$

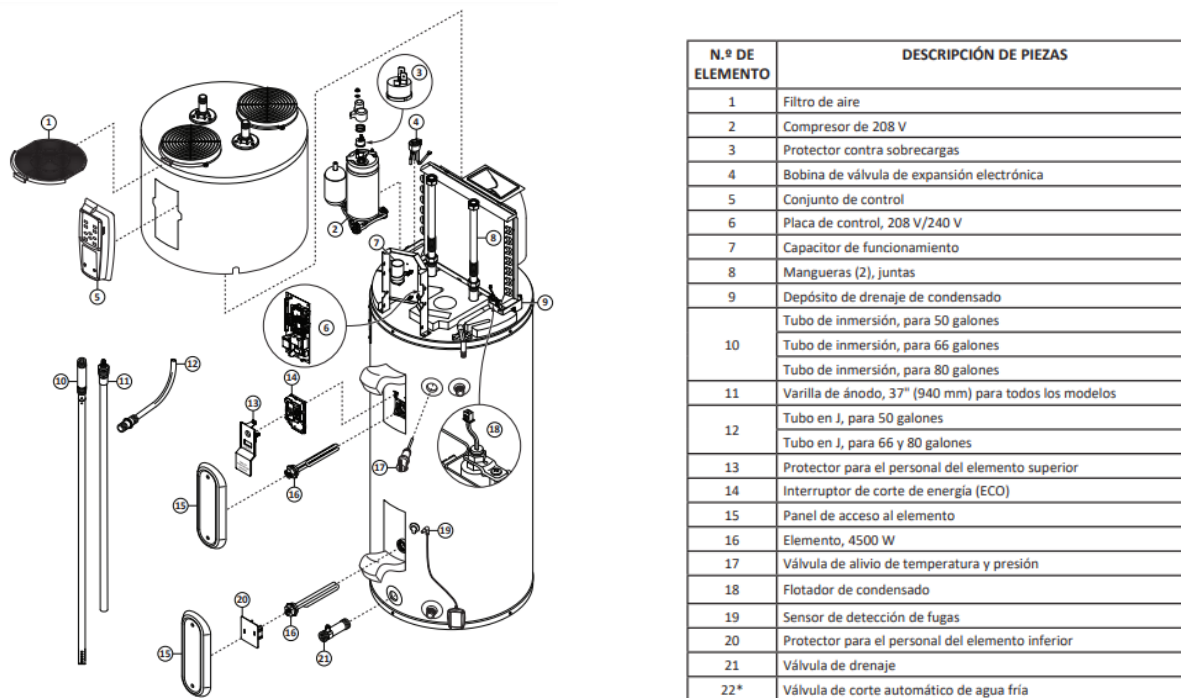
### 5.4.3 Propuesta de los equipos

#### 5.4.3.1 Propuesta para la bomba de calor

Las bombas de calor como calentadores de agua se han popularizado para soluciones residenciales de pequeña demanda (edificaciones unifamiliares). Diferentes marcas ofrecen modelos híbridos compuestos por la bomba de calor, tanque de acumulación y resistencia eléctrica de respaldo calórico, todos los elementos integrados en un mismo equipo. Marcas como Lochinvar, Bradford White, AO Smith, por mencionar a algunos fabricantes americanos, ofrecen equipos con capacidades nominales de almacenamiento de 150 litros hasta 300 litros, y con tasa de recuperación aproximadas de 90 litros por hora y con un delta de temperatura de  $50^\circ\text{C}$ , empleando ambos generadores de calor, bomba y resistencia eléctrica. Las condiciones en las que se basa el fabricante para ofrecer dicha tasa de recuperación son  $19^\circ\text{C}$  de aire ambiente y una humedad relativa de 50%.

Las bombas de calor de uso residencial no podrían ser consideradas como propuesta para precalentar el agua del hospital. Como ya se indicó, tiene limitada capacidad de almacenamiento y su índice de rendimiento es bajo ( $\text{COP} \approx 2.5$ ) respecto a modelos clasificados como de uso comercial ( $\text{COP} > 3.5$ ), porque, además de la energía eléctrica consumida por el compresor, estos

equipos tienen resistencias eléctricas que son empleadas como complemento para alcanzar las tasas de recuperación indicadas.



**Figura 5.2** Despiece de un calentador de agua con bomba de calor para uso residencial. Tomado de “Instrucciones de instalación y guía de cuidado y uso”, Lochinvar, 2023.

En el mercado también se encuentran bombas de calor de uso industrial. El enfoque de estos equipos es el aire acondicionado de espacios (calentamiento o enfriamiento con un mismo equipo), o el calentamiento de aire para procesos industriales, como el secado de productos. Estos equipos también se pueden emplear para calentar o enfriar agua, pero como un beneficio secundario derivado del acondicionamiento del aire. Tomando en consideración que el enfoque del presente proyecto es el calentamiento de agua se descartan las bombas de calor de grado industrial como propuesta.

En el rango de bombas de calor para aplicaciones comerciales se encuentran equipos con capacidades de desde 150.000,0 a 450.000,0 Btu/h; diseñados para aplicaciones de calentamiento

y enfriamiento de espacios, calentamiento de aire para diversas aplicaciones industriales y calentamiento de agua caliente a gran escala. La diversidad de modelos permite calentamiento a partir de fuentes de calor líquidas o gaseosas: bombas de calor aire – agua, agua – agua, aire – aire.

Se consultan catálogos de fabricantes como AO Smith, Lochinvar, PHNX, por mencionar algunos. De entre los modelos de mayor capacidad se elige “AHP-350” de Lochinvar, ya que, además de contar con un sistema de control que facilita la operación secuencial de varias bombas, la marca cuenta con representación comercial en Costa Rica.

De las fichas técnicas del equipo se extrae la siguiente información:

Condición de aire de entrada	Temperatura agua de entrada (°F)	Temperatura agua de salida (°F)	Calor de suministro (Btu/h)	COP	CFM
65°F 60% RH	35	50	322,846	7.1	14,391.00
	40	55	318,792	6.9	
	50	65	310,358	6.2	
	60	75	303,187	5.5	
	70	85	296,111	5	
	80	95	289,570	4.4	
	90	105	282,507	4	
	100	115	279,207	3.5	
	110	125	276,741	3.1	
	120	135	274,951	2.8	
	130	145	274,539	2.5	
145	160	274,009	2		

**Tabla 5.11** Capacidades de la bomba AHP-350 para diversas temperaturas de calentamiento con condiciones de aire ambiente a 65°F y 60% de humedad relativa.

De acuerdo con el análisis de fuentes de calor para bombas de calor, realizado en el capítulo 2, el promedio anual para las condiciones del aire ambiente en la zona del hospital son 65°F (18,6°C) de bulbo seco y 86% de humedad relativa (HR). Las condiciones mostradas en la tabla 5.11 son para aire ambiente de 65°F y 60% HR. El hecho de que la zona del Hospital cuente con

mayor humedad relativa que la indicada en esta tabla conlleva que se deba hacer un ajuste en la capacidad de calentamiento de la bomba, dado que al ser mayor el HR el aire tiene mayor masa de vapor de agua por unidad de aire seco y, por lo tanto, el calor de la mezcla de aire ambiente aumenta y se enriquece como fuente de energía. Para dicho ajuste se procede a calcular el calor de suministro para las dos condiciones de humedad.

$$q = \dot{m}_{da} \times h$$

*Ecuación 5.3 Flujo de calor para condiciones de flujo estacionarias.*

donde:

**q** = Flujo de calor, Btu/h.

**$\dot{m}_{da}$**  = Flujo de masa de aire seco, Btu/lbm<sub>da</sub>

**h** = Entalpia específica de aire seco, Btu/lbm<sub>da</sub> (ver la tabla de propiedades psicométricas del anexo 6)

Primero se debe determinar el flujo másico de aire seco a humedades relativas de 60% y 86%:

$$\dot{m}_{da} = (CFM \times 60) \div \vartheta$$

*Ecuación 5.4 Flujo másico de aire seco.*

donde:

**$\dot{m}_{da}$**  = Flujo de masa de aire seco, Btu/lbm<sub>da</sub>

**q** = Flujo de calor, Btu/h.

**CFM** = Caudal volumétrico de aire, pies cúbicos por minuto (CFM, por sus siglas en inglés). Se toman 14,391.0 CFM de acuerdo con ficha técnica de la bomba de calor de referencia.

**$\vartheta$**  = Volumen específico de aire, ft<sup>3</sup>/lb<sub>da</sub> (ver Tabla de propiedades psicométricas del anexo 6)

$$\dot{m}_{da (60\%)} = \left( 14,391 \frac{ft^3}{min} \times 60 \frac{min}{h} \right) \div 13.38 \frac{ft^3}{lbm_{da}} = 64,533.63 \frac{lbm_{da}}{h}$$

$$\dot{m}_{da (86\%)} = \left( 14,391 \frac{ft^3}{min} \times 60 \frac{min}{h} \right) \div 13.465 \frac{ft^3}{lbm_{da}} = 64,126.25 \frac{lbm_{da}}{h}$$

Obtenido el flujo másico para cada condición se procede a calcular el flujo de calor de 60% RH y de 86% RH, y la relación de aumento de energía por incremento de la RH:

$$q_{60\%} = 64,533.63 \frac{lbm_{da}}{h} \times 24.30 \frac{btu}{lbm_{da}} = 1,568,167.26 \text{ btu}/h$$

$$q_{86\%} = 64,126.25 \frac{lbm_{da}}{h} \times 27.95 \frac{btu}{lbm_{da}} = 1,792,328.78 \text{ btu}/h$$

$$\frac{q_{86\%}}{q_{60\%}} = \left( 1,792,328.78 \text{ btu}/h \right) \div \left( 1,568,167.26 \text{ btu}/h \right) = 1.14$$

La diferencia adicional de 26% en la humedad relativa representa un incremento de 14% en la energía de entrada a la bomba de calor, por lo que se estima este mismo incremento en el calor de suministro de la bomba. Se ajustan a las capacidades indicadas en la tabla 5.11 y se calcula el tiempo que le tomaría a la bomba calentar de 15°C (60°F) a 60°C (140°F) la demanda diaria de agua caliente.

Temperatura agua de entrada (°F)	Temperatura agua de salida (°F)	Calor de suministro para 65°F / 60%RH (Btu/h)	Factor de ajuste	Calor de suministro para 65°F / 86%RH (Btu/h)	l/h <sup>1</sup>	Demanda diaria (l)	h
60	75	303,187	1.14	346,526.00	10,483.45	40,000.00	3.82
70	85	296,111		338,439.00	10,238.79		3.91
80	95	289,570		330,963.00	10,012.62		3.99
90	105	282,507		322,890.00	9,768.39		4.09
100	115	279,207		319,118.00	9,654.27		4.14
110	125	276,741		316,300.00	9,569.02		4.18
120	135	274,951		314,254.00	9,507.12		4.21
130	145	274,539		313,783.00	9,492.87		4.21
					Total de tiempo		32.56
<sup>1</sup> Se emplea la ecuación 5.1 para despejar “r” y determinar el flujo volumétrico de agua en cada ciclo de calentamiento.							

**Tabla 5.12.** Capacidades ajustadas de la bomba AHP-350 y tiempo de calentamiento para un  $\Delta T$  de 85°.

Para una bomba de calor con capacidad nominal de 339,450.0 Btu/h (358,138.71 kJ) le tomaría 32.56 horas calentar 40,000.00 metros cúbicos de 15°C a 60°C. Considerando que las mayores temperaturas del aire ambiente se dan durante el día

, y que a pesar de que un hospital opera 24 horas su mayor consumo se da en un período de 12 horas, entre las 6:00 am y las 6:00 pm (K. Tabet Aoul, A., 2018). Se requiere que la bomba de calor trabaje durante el día en un período menor a 12 horas, por lo que se requerirían tres bombas de 339 MBtu/h para lograr calentar los 40 m<sup>3</sup> en un tiempo de 10.85 horas.

#### 5.4.3.2 Propuesta para el tanque de almacenamiento

Al proponer un sistema de precalentamiento para el suministro de agua caliente se busca alcanzar dos requerimientos: minimizar el consumo energético dedicado al calentamiento de agua y maximizar el tiempo de operación de la bomba de calor. Para lograr un máximo tiempo de

operación de la bomba de calor se debe analizar el almacenamiento de agua caliente del sistema; esto para evitar que la bomba de calor opere en períodos cortos en el pico de demanda del sistema.

Como ya se indicó, la capacidad de calentamiento de la bomba de calor no es instantánea, sino que requiere un período de varias horas para alcanzar los requerimientos de temperatura en el suministro de agua. Otro aspecto importante que considerar es que la eficiencia de calentamiento de la bomba de calor es mayor a los equipos convencionales que trabajan con derivados de petróleo o con electricidad; por esto se debe buscar que la bomba opere el mayor tiempo posible.

El complementar la bomba de calor con un tanque de acumulación de agua caliente permite que se aprovechen más horas de trabajo de la bomba, además de que se aumenta su capacidad de suministro ante una alta demanda de agua caliente. Ante esto se propone dimensionar el tanque para dos horas de operación de la bomba:

$$\text{Volumen del tanque} = \text{Capacidad horaria de la bomba} \times \text{horas de operacion}$$

$$\text{Volumen del tanque} = 3,686.64 \frac{l}{hr} \times 2 \text{ hr} = 7,373.28 \text{ l } (\cong 1,948.0 \text{ gal})$$

Considerando 80% como volumen aprovechable debido al fenómeno de estratificación en el tanque:

$$\text{Volumen del tanque} = 7,373.28 \text{ l} \div \frac{80}{100} = 9,216.6 \text{ l } (\cong 2,435.0 \text{ gal})$$

Dado lo anterior se proponen tres tanques con capacidad nominal de 850 galones conectados en serie para cumplir con las recomendaciones de desacoplamiento hidráulico.

### 5.4.3.3 Propuesta para el calentador de agua principal

El esquema de funcionamiento para el sistema de generación de agua caliente integrando la bomba de calor es que esta realice una función de precalentamiento, ya que, si bien es cierto, la bomba seleccionada podría cubrir la demanda diaria, porque queda limitada para cubrir los picos de demanda. Por eso es necesario considerar un calentador con mayor potencia instantánea de calentamiento, para que cubra la diferencia no aportada por la bomba de calor, y siendo esta diferencia mayor a 50% el calentador que complementa la bomba de calor es considerado el calentador principal.

- Tasa de recuperación del sistema de bombas de calor, litros por hora para un  $\Delta T$  de 120°F ( $\Delta T$  de 45°C):

$$\frac{l}{hr} \Delta T 140^{\circ}F = 40,000.0 l \div 10.85 hr = 3,686.64 l/hr$$

- Aporte del almacenamiento de agua caliente del sistema de precalentamiento para un período de consumo pico de 3 horas:

$$7,373 l \div 3 hr = 2,457.66 l/hr$$

- Máxima demanda horaria probable calculada para el hospital, litros por hora a 140°F (60°C):

$$Demanda\ horaria = 13,991.23 l/hr$$

- Tasa de recuperación del calentador principal, litros por hora para un  $\Delta T$  de 120°F ( $\Delta T$  de 45°C):

$$\frac{l}{hr} \Delta T 140^{\circ}F = 13,991.23 - 3,686.64 - 2,457.66 = 7,846.93 l/hr$$

Empleando la ecuación 5.1 se determina la capacidad de calentamiento del calentador principal:

$$q = \left( \frac{7,846.93}{1000} \right) \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times 999,10 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4,185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}/^\circ\text{K}} \times (333,15 - 288,15)^\circ\text{K}$$

$$q = 1,476,443.09 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} (\cong 1,399.39 \text{ MBtu/h})$$

Esta demanda podría ser cubierta por dos calderas de combustión con gas de 85% de eficiencia y con una entrada de energía de 1,000.00 MBtu/h y dos tanques de almacenamiento, con un volumen de 3.785,0 litros. En las siguientes tablas se detallan los equipos propuestos para el escenario de sistema de calentamiento de agua convencional, ajustado y para el sistema de precalentamiento con bombas de calor.

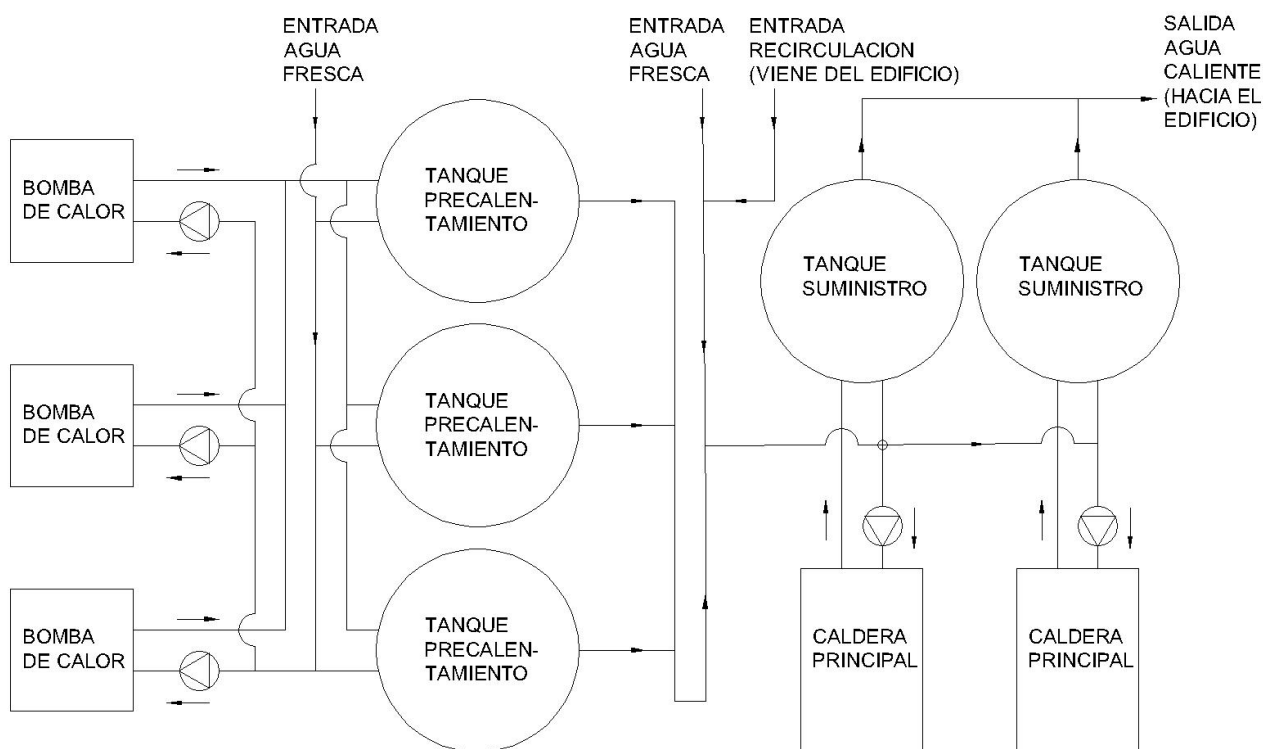
#### 5.4.3.3 Especificación de los equipos y esquema de conexiones

Detalle del equipo	Cantidad	Referencia comercial
Calentador de agua de combustión con gas LP, 85% de eficiencia térmica, energía de entrada 1.000.000 Btu/h, energía de salida 849.000 Btu/h. Bomba de recirculación integrada.	2	BMT2V1000PACKPXN, Bradford White
Tanque metálico vertical para almacenamiento de agua caliente, capacidad nominal de 4.236 litros. Encamisado y aislado con 2" de espuma de alta densidad.	2	NV1219JG5A, Bradford White

**Tabla 5.13.** Propuesta de equipos de calentamiento principal para el escenario de sistema de calentamiento con precalentamiento.

Detalle del equipo	Cantidad	Referencia comercial
Bomba de calor tipo aire-agua, 339.450,0 Btu/h, bomba de recirculación integrada.	3	AHP350, Lochinvar
Tanque metálico vertical aislado, capacidad nominal de 3.217 litros.	3	HP1000G, Lochinvar

*Tabla 5.14. Propuesta de equipos para precalentamiento con bombas de calor.*



*Figura 5.3. Esquema de la propuesta para precalentamiento. Elaboración propia.*

## CAPÍTULO VI: ANÁLISIS FINANCIERO Y ANÁLISIS DE CONSUMO ENERGÉTICO

### 6.1 Introducción

El desarrollo de este proyecto de investigación se hizo en un hospital público que, a diferencia de proyectos del sector privado, no genera rentabilidad a partir de una inversión, sino que más bien, en él sus recursos provienen del Estado, con la finalidad de dar un servicio social y aumentar la calidad de vida de la población costarricense. Ante esto la viabilidad de instalar bombas de calor para calentar agua se analiza desde un enfoque de reducción del gasto. Para el caso específico del nuevo Hospital de Cartago, el Gobierno de Costa Rica financiará su construcción con un préstamo del Banco Centroamericano de Integración Económica (BCIE). Como parámetros del financiamiento se considera un plazo de 25 años con 5 años de gracia y una tasa de interés anual del 2,60% (Tasas de Interés Mínimas Referenciales Aplicables al Sector Público para Préstamos en dólares en los Países Prestatarios del BCIE. BCIE, 2021).

Como se indicó en el capítulo V, se busca obtener una disminución en el consumo de la energía para el calentamiento de agua al emplear bombas de calor; por lo tanto, se debe comparar un sistema convencional de calentamiento de agua con respecto a otro con el que implemente la propuesta de bombas de calor. Esto para contemplar el ahorro energético como reducción del gasto. A pesar de que el plazo del crédito de financiamiento es de 30 años, para el análisis de retorno de inversión de cada equipo se utilizará el tiempo de vida útil de 20 años.

Para los análisis financieros que a continuación se desarrollan se decide utilizar como divisa el dólar estadounidense y no el colón costarricense, ya que al ser cotizados en dólares los equipos objeto del presente análisis, el unificar el resto de los costos en la misma moneda favorece la claridad y coherencia de la evaluación. Pago algunos casos se indica como referencia el costo en colones, considerando un tipo de cambio de ₡535.

## 6.2 Análisis del escenario A, calentadores de combustión sin precalentamiento

En la sección 5.3.3 se determinaron como propuesta de calentamiento para la demanda de agua caliente dos calderas de combustión con GLP con capacidad calorífica nominal de 1.500,00 MBtu/h, y cuatro tanques de almacenamiento con un volumen nominal de 3.785,00 litros. El costo de la inversión inicial para estos equipos se determina en la siguiente tabla:

<b>Especificación</b>	<b>Referencia comercial</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio unitario</b>	<b>Total</b>
Caldera de combustión con GLP, 1.500 MBTU	BMT2V1500 Lochinvar	2	\$18.468,80	\$36.937,6
Tanque almacenamiento 1000 galones	NV1219JG5A Bradford White	4	\$38.693,76	\$154.775,04
Armado de tuberías para la conexión de los calentadores y los tanques.	N/A	1	\$23.258,40	\$23.258,40
<b>Total</b>				<b>\$214.971,04</b>
<b>Total (referencia en colones) <sup>a</sup></b>				<b>₡115.009.506,40</b>
<sup>a</sup> Tipo de cambio considerado ₡535, noviembre 2023.				

**Tabla 6.1.** Inversión inicial en el sistema de calentamiento, escenario A.

Por otro lado, en la sección 5.4.2 se determina la energía requerida para calentar el consumo diario promedio de agua caliente, 7.133,85 MBtu/día; se considera este valor para los cálculos de energía ya que no se cuenta con información o estadísticas que indiquen cual sería el horario de

operación promedio para un equipo calentador de agua, por esto se calcula la energía de un día de operación basado en el trabajo realizado (total de agua calentada en un día) y no en un lapso de tiempo de operación del equipo. Con las calderas de GLP propuestas, con 85% de eficiencia, se requerirían 8.392,76 MBtu/día (como referencia, esta cantidad de energía representan para las calderas seleccionadas un período de operación de 3 horas/día aproximadamente). Considerando que un hospital público opera los 365 días del año se procede a estimar la cantidad de energía anual consumida por las calderas:

$$8.392,76 \frac{MBtu}{día} \times 365 \frac{día}{año} = 3.063.357,4 \frac{MBtu}{año}$$

De acuerdo con la Refinadora Costarricense de Petróleo (RECOPE, 2017), el poder calórico del gas licuado de petróleo (GLP) es de 25,68 MJ/L y convirtiendo dicho parámetro a BTU se obtiene el poder calórico en BTU/L, y es posible determinar la cantidad de litros de GLP requerida en un año:

$$25,68 \frac{MJ}{l} \times 1000 \frac{KJ}{MJ} \times \frac{1}{1,055} \frac{BTU}{KJ} = 24.265,40 \frac{Btu}{l}$$

*Energía calorífica anual ÷ poder calorífico gas LP = Litros GLP al año*

$$\left( 3.063.357,4 \times 10^3 \frac{Btu}{año} \right) \div \left( 24.265,40 \frac{Btu}{l} \right) = 126.243,84 \text{ l/año}$$

En el momento de la presente investigación la tarifa vigente del litro de GLP es de 244,00 colones (Autoridad Reguladora de los Servicios públicos, noviembre de 2023); que al tipo de cambio actual es de ¢535 colones por dólar estadounidense (Banco Central de Costa Rica, noviembre de 2023), equivale a US \$0,456 por litro de gas LP. Además de esto, se consulta el histórico de precios de RECOPE y se determina que en los últimos diez años el precio del GLP se ha visto afectado por incrementos que oscilan entre 2% y 8%, por lo que para efectos de proyección de costos se asume 5% de aumento anual en la tarifa de gas LP.

$$\text{Costo anual del GLP} = 126.243,84 \frac{l}{\text{año}} \times \$0,456 = \$57.567,19$$

### 6.3 Análisis escenario B, sistema de calentamiento con calderas de combustión con gas licuado de petróleo con precalentamiento y con bombas de calor.

Conforme a los resultados del capítulo VII, la inversión inicial para la propuesta de precalentamiento se compone de la siguiente manera:

Especificación	Referencia comercial	Cantidad	Precio unitario	Total
Bomba de calor, aire-agua, capacidad nominal 339.450 Btu/h	AHP350 Lochinvar	3	\$182.194,63	\$546.583,90
Tanque almacenamiento de 850 galones	HP1000G Lochinvar	3	\$25.662,17	\$76.986,50
Armado de tuberías para la conexión de las bombas y los tanques.	N/A	1	\$7.134,41	\$7.134,41
<b>Total</b>				<b>\$630.704,81</b>
<b>Total (referencia en colones)<sup>a</sup></b>				<b>₡337.427.073,35</b>

<sup>a</sup> Tipo de cambio considerado ₡535, noviembre 2023.

**Tabla 6.2.** Inversión inicial sistema de calentamiento escenario B – Bombas de calor.

Además de la propuesta de precalentamiento se determina un ajuste en las capacidades de los equipos que conforman el sistema de calentamiento principal. A continuación, se calcula cuál sería la inversión para estos equipos:

<b>Especificación</b>	<b>Referencia comercial</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio unitario</b>	<b>Total</b>
Caldera de combustión con GLP, 1.000 MBtu/h	BMT2V1000 Bradford White	2	\$14.776,16	\$29.552,32
Tanque almacenamiento 1000 galones	NV1219JG5A Bradford White	2	\$38.693,76	\$77.387,52
Armado de tuberías para la conexión de los calentadores y los tanques.	N/A	1	\$18.826,40	\$18.826,40
<b>Total</b>				<b>\$125.766,24</b>
<b>Total (referencia en colones) <sup>a</sup></b>				<b>¢67.284.938,40</b>

<sup>a</sup> Tipo de cambio considerado ₡535, noviembre 2023.

*Tabla 6.3. Inversión inicial sistema de calentamiento escenario B – Calentador principal.*

Las bombas de calor emplean compresores como parte de su ciclo de refrigeración. Dichos compresores utilizan electricidad para su funcionamiento, por lo que se requiere determinar su consumo durante un año para efectos del presente análisis. Para estimar el consumo eléctrico se utiliza un coeficiente de rendimiento COP = 4.38, el cual es suministrado por el fabricante de la bomba, esto significa que por cada 4.38 kJ entregados como energía calorífica se utilizaron 1.00 kJ de energía eléctrica para generarlos. Planteado esto se realiza el siguiente cálculo:

$$\text{Energía eléctrica diaria} = \text{Energía diaria de calentamiento} \div \text{COP}$$

$$\text{Energía eléctrica diaria} = 7.526.220 \text{ kJ/h} \div 4,38 = 1.718.315,06 \text{ kJ/h}$$

Considerando que la unidad de potencia eléctrica es el watt (W), en que 1 watt = 1 julio por segundo (J/s); en otras palabras, un dispositivo eléctrico que consume o produce 1 watt está utilizando o generando 1 julio de energía eléctrica por segundo. Establecido lo anterior se puede realizar la siguiente conversión:

$$\text{kW} = 1.718.315 \text{ kJ/h} \times \frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 477,3 \text{ kW}$$

Dado que esta investigación se simula para un hospital en la ciudad de Cartago, la compañía encargada del suministro eléctrico en esa región es la Junta Administrativa del Servicio Eléctrico Municipal de Cartago (JASEC). Se considera la tarifa tipo “T-CS” para servicio de beneficencia, la cual a septiembre de 2023 tiene un valor de 74,70 colones por cada KW de energía. Considerando un tipo de cambio de 535 colones dicha tarifa equivale a US \$0.139. Para efectos de la proyección de costos se asume 5% de aumento anual.

$$\text{Costo anual de la electricidad} = 477,3 \frac{\text{kW}}{\text{día}} \times 365 \text{ días} \times \$0,139 = \$24.215,81$$

Otro aspecto de considerar es el calentador de agua principal. Este se redimensionó para cubrir la demanda no suministrada por la bomba de calor en un pico de consumo. Este calentador se propuso para una capacidad de 1.000 MBtu/h, asumiendo el escenario más crítico, en que todos los días se presente un pico de consumo y que este calentador opere durante dos horas (la otra hora del período de tres horas sería cubierta por los tanques que complementan el calentamiento principal).

$$\left( 1.399,39 \times 10^3 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right) \times 2 \frac{\text{h}}{\text{día}} \times 365 \frac{\text{día}}{\text{año}} = 1.021.554,7 \times 10^3 \frac{\text{Btu}}{\text{año}}$$

*Energía calorífica anual ÷ poder calorífico gas LP = Litros GLP al año*

$$\left(1.021.554,7 \times 10^3 \frac{\text{Btu}}{\text{año}}\right) \div \left(24.265,40 \frac{\text{Btu}}{\text{l}}\right) = 42.099,23 \text{ l/año}$$

$$\text{Costo anual del GLP} = 42.099,23 \frac{\text{l}}{\text{año}} \times \$0,456 = \$19.197,24$$

#### **6.4 Análisis del escenario calentamiento con calderas versus escenario con precalentamiento.**

Respecto a la inversión inicial, se determina que para el escenario en donde se utilizan calentadores de gas sin precalentamiento, la inversión inicial es menor a la del escenario en donde se consideran bombas de calor para el precalentamiento. Como parte de la propuesta de precalentamiento se realiza un ajuste en la capacidad del sistema de calentamiento principal. La inversión de este sistema reajustado es menor a la de la inversión inicial de los equipos sin precalentamiento, por lo que dicha diferencia se interpreta como ahorro del gasto.

Inversión inicial escenario A, sistema de calentamiento principal.	\$214.971,04
Inversión inicial escenario B, sistema de calentamiento principal.	\$125.766,24
Ahorro en la inversión inicial del sistema de calentamiento principal	\$89.204,80

**Tabla 6.4.** Ahorro de inversión inicial en sistema de calentamiento principal.

Inversión inicial escenario B, Sistema de precalentamiento.	\$630.704,81
Ahorro en la inversión inicial del sistema de calentamiento principal	-(89.204,80)
Inversión inicial del sistema de precalentamiento aplicando el ahorro	\$541.500,01

*Tabla 6.5. Resumen de la inversión inicial en sistema de precalentamiento.*

En la siguiente tabla se comparan los costos de la energía en cada escenario y el ahorro derivado de la diferencia entre ambos.

Año	Costo energía escenario A	Costo energía escenario B	Ahorro	Acumulado anual
1	\$ 57,567.19	\$ 43,413.05	\$ 14,154.14	\$ 14,154.14
2	\$ 60,445.55	\$ 45,583.70	\$ 14,861.85	\$ 29,015.99
3	\$ 63,467.83	\$ 47,862.89	\$ 15,604.94	\$ 44,620.93
4	\$ 66,641.22	\$ 50,256.03	\$ 16,385.19	\$ 61,006.11
5	\$ 69,973.28	\$ 52,768.83	\$ 17,204.45	\$ 78,210.56
6	\$ 73,471.94	\$ 55,407.28	\$ 18,064.67	\$ 96,275.23
7	\$ 77,145.54	\$ 58,177.64	\$ 18,967.90	\$ 115,243.13
8	\$ 81,002.82	\$ 61,086.52	\$ 19,916.30	\$ 135,159.42
9	\$ 85,052.96	\$ 64,140.85	\$ 20,912.11	\$ 156,071.54
10	\$ 89,305.61	\$ 67,347.89	\$ 21,957.72	\$ 178,029.25
11	\$ 93,770.89	\$ 70,715.28	\$ 23,055.60	\$ 201,084.85
12	\$ 98,459.43	\$ 74,251.05	\$ 24,208.38	\$ 225,293.24
13	\$ 103,382.40	\$ 77,963.60	\$ 25,418.80	\$ 250,712.04
14	\$ 108,551.52	\$ 81,861.78	\$ 26,689.74	\$ 277,401.78
15	\$ 113,979.10	\$ 85,954.87	\$ 28,024.23	\$ 305,426.01
16	\$ 119,678.05	\$ 90,252.61	\$ 29,425.44	\$ 334,851.45
17	\$ 125,661.96	\$ 94,765.24	\$ 30,896.71	\$ 365,748.16
18	\$ 131,945.05	\$ 99,503.51	\$ 32,441.55	\$ 398,189.71
19	\$ 138,542.31	\$ 104,478.68	\$ 34,063.63	\$ 432,253.34
20	\$ 145,469.42	\$ 109,702.62	\$ 35,766.81	\$ 468,020.14

*Tabla 6.5. Resumen del costo de energía para cada escenario.*

En la siguiente tabla se realiza el cálculo del retorno de la inversión para una tasa de 2,60%.

Año	Diferencia de flujos	Valor presente	Valor acumulado
0	\$ (541,500.01)	\$ (541,500.01)	\$ (541,500.01)
1	\$ 14,154.14	\$ 13,795.46	\$ (527,704.55)
2	\$ 14,861.85	\$ 14,118.16	\$ (513,586.39)
3	\$ 15,604.94	\$ 14,448.41	\$ (499,137.98)
4	\$ 16,385.19	\$ 14,786.38	\$ (484,351.60)
5	\$ 17,204.45	\$ 15,132.26	\$ (469,219.34)
6	\$ 18,064.67	\$ 15,486.23	\$ (453,733.11)
7	\$ 18,967.90	\$ 15,848.49	\$ (437,884.62)
8	\$ 19,916.30	\$ 16,219.21	\$ (421,665.41)
9	\$ 20,912.11	\$ 16,598.61	\$ (405,066.80)
10	\$ 21,957.72	\$ 16,986.88	\$ (388,079.93)
11	\$ 23,055.60	\$ 17,384.23	\$ (370,695.69)
12	\$ 24,208.38	\$ 17,790.88	\$ (352,904.81)
13	\$ 25,418.80	\$ 18,207.04	\$ (334,697.77)
14	\$ 26,689.74	\$ 18,632.94	\$ (316,064.83)
15	\$ 28,024.23	\$ 19,068.80	\$ (296,996.04)
16	\$ 29,425.44	\$ 19,514.85	\$ (277,481.19)
17	\$ 30,896.71	\$ 19,971.34	\$ (257,509.85)
18	\$ 32,441.55	\$ 20,438.50	\$ (237,071.35)
19	\$ 34,063.63	\$ 20,916.60	\$ (216,154.75)
20	\$ 35,766.81	\$ 21,405.87	\$ (194,748.88)

*Tabla 6.6. Resumen de retorno de inversión para el escenario B*

Como se observa en la tabla 6.6 en un período de 20 años no se logra el retorno de la inversión para la implementación del precalentamiento con bombas de calor. A continuación, los indicadores financieros para la rentabilidad de la inversión, el VAN y la TIR. Estos resultados indican que financieramente el proyecto no sería viable.

$$VAN = US \$ - (194.748,88) < 0$$

$$TIR = -1,18\% < 2,60$$

## CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 7.1 Conclusiones

En general, se realiza una investigación de las condiciones climatológicas y geológicas con las que cuenta la zona de Cartago, donde se propone la construcción del nuevo hospital de la CCSS. Tal como se aprecia en la página 44, se consultan informes del Instituto Meteorológico Nacional y estudios técnicos adjuntos en el cartel de licitación del hospital. Una vez revisados los estudios, se encuentra que la temperatura ambiente promedio oscila entre un máximo de 19,3°C y un mínimo de 17,4°C, con una humedad relativa promedio registrada de entre 82,70 y 88,2%. Para hacer las estimaciones de la capacidad calórica del aire ambiente, se toman los promedios mensuales de 18,61°C y 85,6% de humedad relativa. Es importante indicar que en el cartel de licitación publicado por la CCSS se facilitan estudios de geotecnia e hidrogeológicos (ver Anexo 3, página 98); sin embargo, estos no son concluyentes en la presencia de fuentes de calor geotérmicas, por lo que se descarta considerar la geotermia como fuente natural de calor. Basándonos en lo anterior, se decide continuar con la propuesta de precalentamiento con tecnología de bombas de calor tipo “aire-agua”, aprovechando el aire ambiente como fuente calórica natural.

En cuanto a la estimación de la demanda de agua caliente, como se indica en la página 47, se examinaron diversos métodos de cálculo, como la metodología de ASPE y los cálculos simplificados sugeridos por CIHSE y ASHRAE. Tras recabar esta información, se compararon los resultados obtenidos entre ellos y se determinó una diferencia superior al 40%, siendo el más alto el resultado obtenido mediante el cálculo recomendado por CIHSE. Ante la considerable disparidad entre los resultados de los métodos simplificados, se optó por utilizar el método de ASPE, el cual, tras la investigación, se determinó que permite realizar un análisis detallado de las diferentes necesidades de cada grupo de usuarios del hospital, resultando en una demanda horaria pico de 13.991,23 litros por hora.

Una vez establecida la demanda horaria pico, como se indica en la página 56, se procede a realizar la propuesta de equipos de calentamiento de agua para el escenario considerado como solución convencional. Se calcula que la energía necesaria para calentar dicha demanda horaria es de 2.634.117,0 KJ, equivalente a 2.497,0 MBtu/h. Se examinan catálogos de fabricantes como Lochinvar, Bradford White y AO Smith, los cuales tienen representación comercial en Costa Rica. Tras revisarlos, se encuentra que los calentadores de agua a gas presentan capacidades nominales de calentamiento de hasta 2.000,0 MBtu/h, y esto se toma en consideración para determinar la cantidad de calentadores a incluir en la propuesta. Según ASHRAE 90.1, la mínima eficiencia para calentadores de agua de combustión con GLP es del 80%. Aunque los fabricantes ofrecen equipos con mayores porcentajes de eficiencia, estos tienen un costo de adquisición más elevado, por lo que se elige un calentador con una eficiencia del 85%. En la tabla 5.8 se detallan los equipos propuestos para el escenario del sistema de calentamiento de agua convencional.

Tal como se observa en la página 64, al realizar la propuesta de equipos de calentamiento de agua para el escenario con precalentamiento mediante bombas de calor, se determina que no es factible utilizar la demanda horaria para seleccionar los equipos. Esto se debe a que la temperatura del aire ambiente no es lo suficientemente alta como para alcanzar las tasas de generación de agua caliente que cubran dicha demanda. Ante esta situación, se estimó la demanda diaria promedio de agua caliente en 39.786,67 litros por día.

En la página 76, para la propuesta de bombas de calor, se estimó que la energía de suministro del aire ambiente sería de 1.792.328,78 Btu/h. Se examinan catálogos de fabricantes de bombas de calor, y tras revisarlos se opta por un modelo con la capacidad adecuada para cubrir la demanda diaria de agua caliente. Posteriormente, en la tabla 5.12 se determina que una sola bomba de calor tomaría 32,6 horas para calentar el total de la demanda diaria, por lo que se establece que se necesitarían 3 bombas de calor para realizar dicho trabajo en un período de tiempo menor. En las tablas 5.13 y 5.14 se detallan los equipos propuestos para el escenario de precalentamiento con bombas de calor.

El análisis financiero y de gasto energético de la etapa de calentamiento principal revela diferencias significativas entre los escenarios A y B, como se puede apreciar en la Tabla 6.4 (página 83). Se evidencia una disminución del 41% en el costo de la inversión inicial al comparar ambos escenarios. Además, se demuestra que al incorporar la etapa de precalentamiento mediante el uso de bombas de calor en el escenario B, se logra una reducción del 63% en el consumo de hidrocarburos. Estos resultados indican que la implementación de un sistema de precalentamiento es viable tanto desde el punto de vista financiero como energético, con un impacto positivo en los calentadores principales de un edificio hospitalario.

Con respecto a la etapa de precalentamiento, la propuesta de utilizar bombas de calor y el calor del aire ambiente como fuente de energía natural y renovable es viable y puede considerarse como una alternativa más en las soluciones de tecnologías verdes. Estas bombas de calor son equipos de alta eficiencia que permiten reducir al mínimo o eliminar por completo la dependencia de hidrocarburos, los cuales suelen ser utilizados típicamente para el calentamiento de agua. Tomando como referencia el hospital William Allen Taylor de la ciudad de Turrialba, se estima que un sistema de precalentamiento con colectores solares con la capacidad de cubrir el 100% de la demanda establecida para este proyecto tendría un costo cercano a \$1.000.000. Por lo tanto, una inversión de \$684.000 en bombas de calor resulta financieramente atractiva entre las opciones de tecnología verde a considerar en un proyecto de alta demanda, como lo es un hospital.

Es crucial tener en cuenta que las tecnologías verdes requieren una inversión inicial más elevada en comparación con las tecnologías convencionales que dependen de hidrocarburos para su funcionamiento. Como se evidencia en la página 85, el uso de indicadores financieros convencionales como el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR) resulta insuficiente para analizar propuestas de esta naturaleza, ya que no consideran aspectos como la reducción de la huella de carbono. En este caso particular, el beneficiario final de la implementación es una institución gubernamental que ofrece un servicio público y no busca generar rentabilidad a través de mejoras en la eficiencia energética. Por consiguiente, queda abierta la posibilidad de retomar esta investigación con el fin de establecer o cuantificar el impacto de dichas tecnologías en la reducción de la huella de carbono.

## 7.2 Recomendaciones

La propuesta de precalentamiento con bombas de calor desarrollada en el presente trabajo de investigación no contempla la carga de refrigeración que produce la bomba de calor en el proceso de calentamiento, la cual se estima en 271.560,0 Btu/h (22,63 toneladas de refrigeración). Se requiere el diseño de aire acondicionado del hospital para determinar en qué espacios o aplicaciones se podría aprovechar esta carga de refrigeración, ya que es solo estaría disponible mientras la bomba de calor trabaja para calentar el agua. El aprovechar dicha carga de generación aumentaría la eficiencia energética de las bombas de calor e implicaría una reducción en la cantidad de equipos de aire acondicionado.

Las bombas de calor son un equipo versátil en cuanto a la posibilidad que tienen de aprovechar diversas fuentes de calor, ya sea líquidas o gaseosas. Para el desarrollo de esta propuesta se consideró el aire ambiente con una temperatura promedio de 18,6°C. Se recomienda que se exploren otras fuentes calóricas naturales o de rechazo con una mayor temperatura a los 18,6°C, dado que esto podría llevar a que se requiera una menor cantidad de bombas de calor para el mismo consumo de agua caliente, lo que resultaría en una menor inversión inicial.

Con respecto al Código de Instalaciones Hidráulicas y Sanitarias en Edificaciones (CIHSE), se recomienda que se realice una revisión de los parámetros que establece para determinar la capacidad de los equipos en cuanto a producción y almacenamiento de agua caliente, ya que si se compara con las recomendaciones y resultados siguiendo códigos internacionales como ASPE o ASHRAE, los equipos dimensionados con CIHSE son de mayores capacidades, lo que podría inducir o sugerir un sobredimensionamiento de estos. Al revisar la actual versión vigente del CIHSE (2017) se encuentra que hubo una actualización en la dotación de agua potable para edificios hospitalarios, esto respecto a su versión anterior del 2010, o sea, que cambió de 500 litros/día/cama a 1250 litros/día/cama; pero no hubo un cambio o ajuste en los parámetros para dimensionar los tanques y los equipos de producción de agua caliente.

## BIBLIOGRAFÍA

- A. Cengel, Y., & A. Boles, M. (2012). *Termodinámica*. México, DF: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A.
- A. Cengel, Y., & J. Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa*. México, D.F.: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A.
- ASHRAE. (2007). *HVAC Applications, Chapter 49*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2009). *Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2014). *Standard for the Design of High-Performance Green Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASPE. (2003). *Domestic water heating desing manual*. United States of America: American Society of Plumbing Engineers.
- CFIA. (2017). *Código de instalaciones hidráulicas y sanitarias en edificaciones*. San Jose, Costa Rica: Colegio Federado de Ingenieros y Arquitectos de Costa Rica.
- EPRI. (1989). *Heat Pump Manual*. Palo Alto, California: Electric Power Research Institute.
- Gómez, N. E. (2019). *Ingeniería económica*. Medellín: Editorial Universidad Pontificia Bolivariana.
- Hernández Sampierí, R., Fernández Collado, C., & Baptista Lucio, P. (2006). *Metologia de la investigación*. México, D. F.: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A.
- J. Lienau, P., & C. Lunis, B. (1991). *Geothermal Direct Use Engineering and Design Guidebook*. Oregon, USA: Geo-Heat Center Oregon Institute of Technology.
- Tabet Aoul, K., Hasan, A., & Riaz, H. (2018). *Solar water heating systems for different buildings under a hot climate: Parametric optimization and economic analysis*. Sustainable Buildings, <https://www.researchgate.net/publication/325787142>
- Moritz, A.R. and Henriques, F.C. (1947) Studies of Thermal Injury. II. The Relative Importance of Time and Surface Temperature in the Causation of Cutaneous Burns. *American Journal of Pathology*, 23, 695-720.

## Anexo 1. Cálculo de la demanda de agua caliente por el método Hunter modificado

Cuando no se cuenta con la suficiente información para determinar la demanda de agua caliente (cantidad de duchas, requerimientos técnicos de equipos, etc.), la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE, por sus siglas en inglés) recomienda utilizar el método Hunter para realizar estimaciones previas de dicha demanda. Los resultados obtenidos por este método comúnmente son mayores a los de la demanda determinada usando conteo y registro de las salidas de agua caliente del edificio, pero para efectos prácticos puede ser muy útil para dimensionar los equipos de suministro de agua caliente de manera preliminar.

Utilizando la tabla A1.1 se debe determinar el total de unidades accesorios (u.a) y este resultado se transforma en flujo de la demanda pico (l/s) por medio del gráfico A1.1.

Tipo de edificio	Unidades accesorio
Hospital	2,50 por cama
Hotel	2,50 por habitación
Oficinas	0,15 por persona
Escuela y colegios	0,30 por estudiante
Apartamentos residenciales	3,00 por apartamento

*Tabla A1.1 Estimación preliminar de demanda de agua caliente. Fuente: Chapter 49 – Service Water Heating, ASHRAE 2003.*

Con la tabla 5.6 y la tabla A1.1 tenemos que:

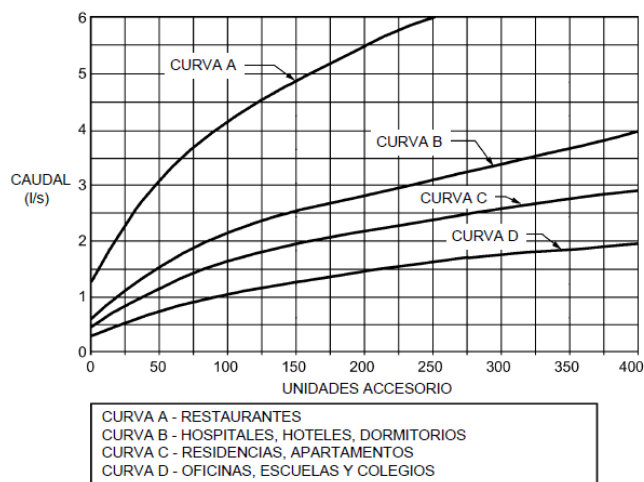
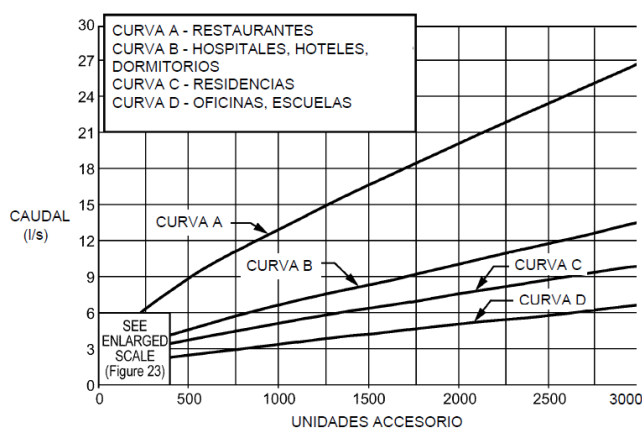
$$UA_{total} = 2,50 \text{ u. a} \times 407 \text{ camas} = 1018 \text{ u. a} (\approx 1000)$$

En el gráfico A1.1, con la curva B obtenemos la máxima demanda probable, que consideramos como la capacidad de recuperación horaria del calentador:

$$R_{H2} = 1000 \text{ u.a} \sim 6,50 \text{ l/s} \left( 23.400 \text{ l/hr} \right)$$

En la tabla 5.3 se establece la relación entre el máximo consumo posible, la máxima demanda probable y la capacidad de almacenamiento. Con esto podemos plantear la relación entre almacenamiento y demanda probable para obtener el volumen total del tanque:

$$V_{T2} = 6,50 \text{ l/s} \times \left( \frac{0,60}{0,25} \right) \times 3600 \text{ s} = 56.160 \text{ l} (\approx 56 \text{ m}^3)$$



**Gráfico A1.1** Curvas método Hunter modificado para el cálculo de caudal de agua caliente. Fuente: Chapter 49 – Service Water Heating, ASHRAE 2003.

## **Anexo 2. Demandas de agua caliente por grupo de usuario**

Grupo Usuario: HOSPITALIZACIÓN				Temperatura en el punto de uso (°C)							
				(l/s = Ax B l/hr = A x B x C x 60 seg/min)							
Punto de uso	A Cantidad	B l/s	C min. uso/hr	41°		43°		60°		Otro	
				l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr
Lavatorio privado <sup>a</sup>	314	0.13	4	40.82	9,796.8						
Ducha <sup>a</sup>	161	0.16	10	25.76	15,456.0						
Fregadero <sup>a</sup>	103	0.16	1	16.48	988.8						
Lavadoras de bidés <sup>c</sup>	24	0.30	3			7.27	1,308.1				
Lavabo de excretas <sup>b</sup>	18	0.28	1			5.04	302.4				
Pileta de lavado <sup>d</sup>	18	0.57	1			10.26	615.6				
<b>Totales</b>				<b>83.06</b>	<b>26,241.60</b>	<b>22.57</b>	<b>2,226.10</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
Factor de uso				0.10	0.40	0.10	0.40	0.10	0.40	0.10	0.40
<b>Total demanda pico</b>				<b>8.31</b>	<b>10,496.64</b>	<b>2.26</b>	<b>890.44</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>

<sup>a</sup>Basado en las normas ANSI de 0,16 l/s para duchas, 0,16 l/s para fregaderos, 0,13 l/s para inodoros y 0,03 l/s para lavatorios públicos.

<sup>b</sup>Basado en 0,28 l/s, suministro de agua caliente DN15 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.

<sup>c</sup>Basado en lavador tipo columna con ciclo de desinfección mínimo de 3 minutos. Referencia Meiko Topline 20

<sup>d</sup>Basado en 0,57 l/s, suministro de agua caliente DN20 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.

Grupo Usuario: CIRUGÍA				Temperatura en el punto de uso (°C)							
				(l/s = Ax B l/hr = A x B x C x 60 seg/min)							
Punto de uso	A Cantidad	B l/s	C min. uso/hr	41°		43°		60°		Otro	
				l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr
Lavatorio privado <sup>a</sup>	43	0.13	4	5.59	1,341.6						
Ducha <sup>a</sup>	9	0.16	10	1.44	864.0						
Fregadero <sup>a</sup>	19	0.16	1	3.04	182.4						
<b>Totales</b>				<b>10.07</b>	<b>2,388.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
Factor de uso				0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
<b>Total demanda pico</b>				<b>5.04</b>	<b>1,194.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>

<sup>a</sup>Basado en las normas ANSI de 0,16 l/s para duchas, 0,16 l/s para fregaderos, 0,13 l/s para inodoros y 0,03 l/s para lavatorios públicos.

Grupo Usuario: ESTACIONES DE ENFERMERIA				Temperatura en el punto de uso (°C)							
				(l/s = Ax B l/hr = A x B x C x 60 seg/min)							
Punto de uso	A Cantidad	B l/s	C min. uso/hr	41°		43°		60°		Otro	
				l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr
Lavatorio público <sup>a</sup>	72	0.03	10	2.16	1,296.0						
Fregadero <sup>a</sup>	49	0.16	1	7.84	470.4						
<b>Totales</b>				<b>10.00</b>	<b>1,766.40</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
Factor de uso				0.05	0.50	0.05	0.50	0.05	0.50	0.05	0.50
<b>Total demanda pico</b>				<b>0.50</b>	<b>883.20</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>

<sup>a</sup>Basado en las normas ANSI de 0,16 l/s para duchas, 0,16 l/s para fregaderos, 0,13 l/s para inodoros y 0,03 l/s para lavatorios públicos.

Grupo Usuario: OBSTETRICIA				Temperatura en el punto de uso (°C) (l/s = Ax B    l/hr = A x B x C x 60 seg/min)							
Punto de uso	A Cantidad	B l/s	C min. uso/hr	41°		43°		60°		Otro	
				l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr
Lavatorio privado <sup>a</sup>	39	0.13	4	5.07	1,216.8						
Lavatorio público <sup>a</sup>	2	0.03	10	0.06	36.0						
Ducha pacientes <sup>a</sup>	14	0.16	10	2.24	1,344.0						
Ducha personal médico <sup>a</sup>	8	0.16	10	1.28	768.0						
Fregadero <sup>a</sup>	7	0.16	1	1.12	67.2						
Lavadoras de bidés <sup>c</sup>	3	0.30	3			0.91	163.5				
Lavabo de excretas <sup>b</sup>	3	0.28	1			0.84	50.4				
Pileta de lavado <sup>d</sup>	3	0.57	1			1.71	102.6				
<b>Totales</b>				<b>9.77</b>	<b>3,432.00</b>	<b>3.46</b>	<b>316.51</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
Factor de uso				0.05	0.50	0.05	0.50	0.05	0.50	0.05	0.50
<b>Total demanda pico</b>				<b>0.49</b>	<b>1,716.00</b>	<b>0.17</b>	<b>158.26</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>

<sup>a</sup>Basado en las normas ANSI de 0,16 l/s para duchas, 0,16 l/s para fregaderos, 0,13 l/s para inodoros y 0,03 l/s para lavatorios públicos.  
<sup>b</sup>Basado en 0,28 l/s, suministro de agua caliente DN15 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.  
<sup>c</sup>Basado en lavador tipo columna con ciclo de desinfección mínimo de 3 minutos. Referencia Meiko Topline 20  
<sup>d</sup>Basado en 0,57 l/s, suministro de agua caliente DN20 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.

Grupo Usuario: ÁREAS MISCELÁNEAS				Temperatura en el punto de uso (°C) (l/s = Ax B    l/hr = A x B x C x 60 seg/min)							
Punto de uso	A Cantidad	B l/s	C min. uso/hr	41°		43°		60°		Otro	
				l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr
Lavatorio privado <sup>a</sup>	114	0.13	4	14.82	3,556.8						
Ducha <sup>a</sup>	129	0.16	10	20.64	12,384.0						
Fregadero <sup>a</sup>	135	0.16	1	21.60	1,296.0						
Lavadoras de bidés <sup>c</sup>	17	0.30	3			5.15	926.6				
Lavabo de excretas <sup>b</sup>	18	0.28	1			5.04	302.4				
Pileta de lavado <sup>d</sup>	18	0.57	1			10.26	615.6				
<b>Totales</b>				<b>57.06</b>	<b>17,236.80</b>	<b>20.45</b>	<b>1,844.57</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
Factor de uso				0.05	0.10	0.05	0.10	0.05	0.10	0.05	0.10
<b>Total demanda pico</b>				<b>2.85</b>	<b>1,723.68</b>	<b>1.02</b>	<b>184.46</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>

<sup>a</sup>Basado en las normas ANSI de 0,16 l/s para duchas, 0,16 l/s para fregaderos, 0,13 l/s para inodoros y 0,03 l/s para lavatorios públicos.  
<sup>b</sup>Basado en 0,28 l/s, suministro de agua caliente DN15 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.  
<sup>c</sup>Basado en lavador tipo columna con ciclo de desinfección mínimo de 3 minutos. Referencia Meiko Topline 20  
<sup>d</sup>Basado en 0,57 l/s, suministro de agua caliente DN20 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.

Grupo Usuario: ESTERILIZACIÓN				Temperatura en el punto de uso (°C)							
				(l/s = Ax B l/hr = A x B x C x 60 seg/min)							
Punto de uso	A Cantidad	B l/s	C min. uso/hr	41°		43°		60°		Otro	
				l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr
Lavatorio privado <sup>a</sup>	5	0.13	4	0.65	156.0						
Ducha <sup>a</sup>	5	0.16	10	0.80	480.0						
Fregadero <sup>a</sup>	7	0.16	1	1.12	67.2						
Esterilizador de paso a través <sup>c</sup>	3	0.33	5					1.00	300.0		
Lavabo de excretas <sup>b</sup>	1	0.28	1			0.28	16.8				
Pileta de lavado <sup>d</sup>	1	0.57	1			0.57	34.2				
<b>Totales</b>				<b>2.57</b>	<b>703.20</b>	<b>0.85</b>	<b>51.00</b>	<b>1.00</b>	<b>300.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
Factor de uso				0.20	0.90	0.20	0.90	0.20	0.90	0.20	0.90
<b>Total demanda pico</b>				<b>0.51</b>	<b>632.88</b>	<b>0.17</b>	<b>45.90</b>	<b>0.20</b>	<b>270.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>

<sup>a</sup>Basado en las normas ANSI de 0,16 l/s para duchas, 0,16 l/s para fregaderos, 0,13 l/s para inodoros y 0,03 l/s para lavatorios públicos.

<sup>b</sup>Basado en 0,28 l/s, suministro de agua caliente DN15 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.

<sup>c</sup>Basado en 0,57 l/s, suministro de agua caliente DN20 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.

<sup>d</sup>Basado en requerimiento solicitado en CREYE de la CCSS de 20 GPM

Grupo Usuario: TERAPIA FÍSICA				Temperatura en el punto de uso (°C)							
				(l/s = Ax B l/hr = A x B x C x 60 seg/min)							
Punto de uso	A Cantidad	B l/s	C min. uso/hr	41°		43°		60°		Otro	
				l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr
Lavatorio público <sup>a</sup>	11	0.03	10	0.33	198.0						
Ducha <sup>a</sup>	13	0.16	10	2.08	1,248.0						
Fregadero <sup>a</sup>	5	0.16	1	0.80	48.0						
Lavadoras de bidés <sup>c</sup>	2	0.30	3			0.61	109.0				
Lavabo de excretas <sup>b</sup>	2	0.28	1			0.56	33.6				
Pileta de lavado <sup>d</sup>	3	0.57	1			1.71	102.6				
Tanque cuerpo entero ("Hubbard") <sup>e</sup>	1	0.60	30	0.60	1,080.0						
Tanque brazos & piernas <sup>f</sup>	1	0.25	12	0.25	180.0						
<b>Totales</b>				<b>4.06</b>	<b>2,754.00</b>	<b>2.88</b>	<b>245.21</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
Factor de uso				0.25	0.90	0.25	0.90	0.25	0.90	0.25	0.90
<b>Total demanda pico</b>				<b>1.02</b>	<b>2,478.60</b>	<b>0.72</b>	<b>220.69</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>

<sup>a</sup>Basado en las normas ANSI de 0,16 l/s para duchas, 0,16 l/s para fregaderos, 0,13 l/s para inodoros y 0,03 l/s para lavatorios públicos.

<sup>b</sup>Basado en 0,28 l/s, suministro de agua caliente DN15 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.

<sup>c</sup>Basado en lavador tipo columna con ciclo de desinfección mínimo de 3 minutos. Referencia Meiko Topline 20

<sup>d</sup>Basado en 0,57 l/s, suministro de agua caliente DN20 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.

<sup>e</sup>Basado en tanque con capacidad de 270 galones. Referencia Whitehall F-270-S

<sup>f</sup>Basado en tanque con capacidad de 45 galones. Referencia Whitehall E-45-S

Grupo Usuario: NUTRICIÓN				Temperatura en el punto de uso (°C)							
				(l/s = AxB l/hr = A x B x C x 60 seg/min)							
Punto de uso	A Cantidad	B l/s	C min. uso/hr	41°		43°		60°		Otro	
				l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr	l/s	l/hr
Lavatorio público <sup>a</sup>	17	0.03	10	0.51	306.0						
Ducha <sup>a</sup>	2	0.16	10	0.32	192.0						
Fregadero simple <sup>b</sup>	5	0.57	2					2.85	342.0		
Fregadero doble <sup>b</sup>	5	0.57	2					2.85	342.0		
Fregadero triple <sup>b</sup>	7	0.57	2					3.99	478.8		
Fregadero prelavado <sup>b</sup>	4	0.16	5					0.64	192.0		
Lavadora de vajillas <sup>e</sup>	2	0.95	2					1.90	228.0		
Lavadora de biberones <sup>f</sup>	1	0.33	2					0.33	39.4		
Pileta de lavado <sup>d</sup>	1	0.57	1			0.57	34.2				
<b>Totales</b>				<b>0.83</b>	<b>498.00</b>	<b>0.57</b>	<b>34.20</b>	<b>12.56</b>	<b>1,622.16</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
Factor de uso				0.40	0.90	0.40	0.90	0.40	0.90	0.40	0.90
<b>Total demanda pico</b>				<b>0.33</b>	<b>448.20</b>	<b>0.23</b>	<b>30.78</b>	<b>5.02</b>	<b>1,459.95</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>

<sup>a</sup>Basado en las normas ANSI de 0,16 l/s para duchas, 0,16 l/s para fregaderos, 0,13 l/s para inodoros y 0,03 l/s para lavatorios públicos.

<sup>b</sup>Basado en tabla 9 Capítulo 4 ASPE Data Book.

<sup>d</sup>Basado en 0,57 l/s, suministro de agua caliente DN20 y funcionando completamente abierto a 1,83 m/s velocidad máxima.

<sup>e</sup>Basado en lavadora con capacidad de 230 racks por hora. Referencia Meiko K-M54

<sup>f</sup>Basado en lavadora con capacidad de 37 racks por hora. Referencia Meiko FV 40.2

**Anexo 3. Estudios previos Cartel Licitación Construcción Nuevo Hospital de Cartago**

## **DATOS GEOTÉCNICOS DE CAPACIDAD SOPORTANTE O DE CIMENTACION PARA LA OBRA CIVIL**

**PROYECTO: Nuevo Hospital Dr. Maximiliano Peralta Jiménez De Cartago**

**LOCALIZACIÓN:** Provincia: Cartago Cantón: El Guarco Distrito: Tejar

**DESARROLLADOR:** CAJA COSTARRICENSE DE SEGURO SOCIAL

**PROFESIONAL QUE ELABORA EL ESTUDIO:**

**Nombre del profesional:** Claudio Eugenio Araya Mora

**Número de cédula:** 1-0969-0986 **Número de colegiado:** IC-15375

**Registro SETENA:** CI-030-14 Vigencia: Junio del 2019

### **DOCUMENTO DE RESPONSABILIDAD PROFESIONAL**

El suscrito **Claudio Eugenio Araya Mora**, portador(a) de la cédula de identidad número **1-0969-0986**, profesional en **Ingeniería Civil**, manifiesto ser responsable directo de la información técnica científica que se aporta en el presente documento, la cual se elaboró para el proyecto denominado: **Nuevo Hospital Dr. Maximiliano Peralta Jiménez de Cartago**, el cual se desarrollará en el plano catastrado número: **C-1526529-2011**, finca número: **3 085951-000**

En virtud de ello, someto los Datos Geotécnicos de Capacidad de Soporte o de Cimentación para la Obra Civil, al conocimiento de la Secretaría Técnica Nacional Ambiental (SETENA), como autoridad en materia de Evaluación de Impacto Ambiental del Estado costarricense, con el objetivo que sean analizados y se constate que los mismos han cumplido con los lineamientos técnicos y normativos establecidos. Tengo presente que en apego al artículo 5 del Decreto Ejecutivo 32712-MINAE, la información contenida de estos datos se presenta bajo el concepto de Declaración Jurada y a conocimiento y conciencia de que dicha información es actual y verdadera y que en caso contrario pueden derivarse consecuencias penales del hecho. Por lo cual, manifiesto que, de encontrarse alguna irregularidad en la información, seré responsable no sólo por esta falta, sino también por las consecuencias de decisión que a partir de la información suministrada pudiera incurrir la SETENA y el desarrollador.

**Atentamente,**

**Ing. C. Eugenio Araya M.**  
**Castro & De La Torre, S.A.**  
**CI-030-14-SETENA**

Fecha de emisión: 18 de diciembre de 2018

## 1.- RESUMEN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES TÉCNICAS:

### 1.1.- Resumen de resultados:

De acuerdo con las perforaciones realizadas, en lo que se refiere a la estratigrafía, se concluye que existen rellenos artificiales de suelos cohesivos contaminados con orgánico (capa A), de baja calidad. Debajo de éstos continúa un perfil estratigráfico de suelos cohesivos naturales de sitio constituido por limos plásticos, limos plásticos arenosos, limos arcillosos y limos de alta plasticidad (capas B, C, D, E, F y G). Luego aparece el estrato natural y firme de sitio de lahar (capa H), y finalmente aparece el manto rocoso natural y firme de sitio de lava andesítica (capa I) hasta los 28,40 m de profundidad máxima investigada. (Ver Sección 4.1).

Durante el proceso de perforación se detectó presencia de un nivel freático en la mayoría de las perforaciones realizadas y a partir de los niveles actuales de terreno, en esta época del año. (Ver Sección 4.2).

Se realizó un análisis de asentamientos, para las cargas de los diferentes edificios por construir con diferentes tamaños de placas aisladas y corridas, apoyados a las profundidades recomendadas en la sección 5.4 de los niveles actuales del terreno, donde los asentamientos por consolidación se encuentran dentro de lo permisible por los diferentes códigos; con excepción de la zona de los edificios de 8 y 9 pisos, donde se construirá un nivel de sótano, ya que de acuerdo con los cálculos existe una limitante de tamaños de placa. Por lo tanto, para estos casos si las cargas de los edificios no permiten tamaños de placa inferiores a dichas dimensiones, se deberá optar por una cimentación piloteada. (Ver Sección 5.2)

### 1.2.- Resumen de conclusiones técnicas:

- **Edificaciones de uno y dos pisos:** (Sectores de P-1, P-2, P-13, P-14, P-15, P-16, P-17, P-26 y P-27)

Para cargas unitarias moderadas de las obras de uno y dos pisos por construir, se recomienda apoyarse en los estratos naturales de sitio iguales o superiores a 10 ton/m<sup>2</sup> de capacidad de soporte admisible (30 ton/m<sup>2</sup> a la falla) que aparecen a las profundidades indicadas en la tabla 5.1.2, de los niveles actuales del terreno, por medio de cimientos corridos de 0,50 m a 1,0 m de ancho o aislados de 1,0 m x 1,0 m y hasta 1,5 m x 1,5 m de lado, de acuerdo con el análisis de asentamientos.

- **Edificaciones de tres y cuatro pisos:** (Sectores de P-3, P-4, P-24, P-25 y P-28)

Como primera alternativa, para cargas unitarias moderadas de las obras de tres y cuatro pisos por construir, se recomienda apoyarse en los estratos naturales de sitio iguales o superiores a 10 ton/m<sup>2</sup> de capacidad de soporte admisible (30 ton/m<sup>2</sup> a la falla) que aparecen a las profundidades indicadas en la tabla 5.1.2, de los niveles actuales del terreno, por medio de cimientos corridos de 1,0 m a 2,0 m de ancho o aislados de 1,0 m x 1,0 m y hasta 3,0 m x 3,0 m de lado, de acuerdo con el análisis de asentamientos.

Optativamente, para cargas unitarias moderadas a pesadas de las obras de tres y cuatro pisos por construir, se recomienda apoyarse en los estratos naturales de sitio iguales o superiores a  $15 \text{ ton/m}^2$  de capacidad de soporte admisible ( $45 \text{ ton/m}^2$  a la falla) que aparecen a las profundidades indicadas en la tabla 5.1.2, de los niveles actuales del terreno, por medio de cimientos corridos de 1,0 m a 2,0 m de ancho o aislados de 1,0 m x 1,0 m y hasta 3,0 m x 3,0 m de lado, de acuerdo con el análisis de asentamientos.

- **Edificaciones de siete pisos:** (Sectores de P-21, P-22 y P-23)

Como primera opción, para cargas unitarias moderadas de las obras de siete pisos por construir, se recomienda apoyarse en los estratos naturales de sitio iguales o superiores a  $15 \text{ ton/m}^2$  de capacidad de soporte admisible ( $45 \text{ ton/m}^2$  a la falla) que aparecen a las profundidades indicadas en la tabla 5.1.2, de los niveles actuales del terreno, por medio de cimientos corridos de 1,0 m a 2,0 m de ancho o aislados de 1,0 m x 1,0 m y hasta 4,0 m x 4,0 m de lado, de acuerdo con el análisis de asentamientos.

Optativamente, para las fundaciones de los edificios de siete pisos por construir, debido a la alta profundidad a la que aparecen los estratos naturales y firmes de sitio (ver gráfico 5.4.3), se analizó la posibilidad de usar una cimentación en base a pilotes pre-excavados y colados en sitio, para lo cual se usó la metodología recomendada por el Código de Cimentaciones de Costa Rica, donde si estos fueran de 60 cm, 80 cm y 100 cm de diámetro, con una longitud mínima de 18 m, quedando de esta forma empotrados en el estrato natural y firme de sitio de  $35 \text{ ton/m}^2$  de capacidad de soporte admisible.

- **Edificaciones de ocho pisos:** (Sectores de P-9, P-10, P-11, P-12, P-18, P-19 y P-20)

Como primera alternativa, para cargas unitarias pesadas de las obras por construir, se recomienda apoyarse en los estratos naturales de sitio de  $20 \text{ ton/m}^2$  de capacidad de soporte admisible ( $60 \text{ ton/m}^2$  a la falla) que aparecen a las profundidades indicadas en la tabla 5.1.2, de los niveles actuales del terreno, por medio de cimientos corridos de 1,0 m a 2,0 m de ancho o aislados de 1,0 m x 1,0 m y hasta 4,0 m x 4,0 m de lado, de acuerdo con el análisis de asentamientos y el análisis de bulbos de presión realizado debido a la presencia de estratos de menor resistencia a niveles inferiores.

Optativamente, para las fundaciones de los edificios de ocho pisos por construir, debido a la alta profundidad a la que aparecen los estratos naturales y firmes de sitio (ver gráfico 5.4.4), se analizó la posibilidad de usar una cimentación en base a pilotes pre-excavados y colados en sitio, para lo cual se usó la metodología recomendada por el Código de Cimentaciones de Costa Rica, donde si estos fueran de 60 cm, 80 cm y 100 cm de diámetro, con una longitud mínima de 18 m, quedando de esta forma empotrados en el estrato natural y firme de sitio de  $35 \text{ ton/m}^2$  de capacidad de soporte admisible.

- **Edificaciones de ocho pisos con sótano:** (Sector de P-20)

Debido a que el edificio llevará un nivel de sótano en el sector de P-20, para lo cual deberán realizar una excavación del orden de los 4,0 m de profundidad, a dichos niveles basados en los resultados de las perforaciones realizadas, para cargas unitarias moderadas de las fundaciones de la obra por construir, se puede usar 20 ton/m<sup>2</sup> de capacidad de soporte admisible (60 ton/m<sup>2</sup> a la falla), para cimientos corridos de hasta 1,0 m máximo de ancho o aislados de hasta 2,0 m x 2,0 m de lado máximo, de acuerdo con el análisis de asentamientos y el análisis de bulbos de presión realizado debido a la presencia de estratos de menor resistencia a niveles inferiores.

Alternativamente, para las fundaciones de los edificios de ocho pisos con un nivel de sótano por construir, debido a la alta profundidad a la que aparecen los estratos naturales y firmes de sitio (ver gráfico 5.4.4), se analizó la posibilidad de usar una cimentación en base a pilotes pre-excavados y colados en sitio, para lo cual se usó la metodología recomendada por el Código de Cimentaciones de Costa Rica, donde si estos fueran de 60 cm, 80 cm y 100 cm de diámetro, con una longitud mínima de 14 m, quedando de esta forma empotrados en el estrato natural y firme de sitio de 35 ton/m<sup>2</sup> de capacidad de soporte admisible.

- **Edificaciones de nueve pisos:** (Sectores de P-5, P-6, P-7 y P-8)

Para cargas unitarias moderadas a pesadas de las obras por construir, se recomienda apoyarse en los estratos naturales de sitio de 15 ton/m<sup>2</sup> de capacidad de soporte admisible (45 ton/m<sup>2</sup> a la falla) que aparecen a las profundidades indicadas en la tabla 5.1.2, de los niveles actuales del terreno, por medio de cimientos corridos de 1,0 m a 2,0 m de ancho o aislados de 1,0 m x 1,0 m y hasta 4,0 m x 4,0 m de lado, de acuerdo con el análisis de asentamientos.

Optativamente, para las fundaciones de los edificios de nueve pisos por construir, debido a la alta profundidad a la que aparecen los estratos naturales y firmes de sitio (ver gráfico 5.4.5), se analizó la posibilidad de usar una cimentación en base a pilotes pre-excavados y colados en sitio, para lo cual se usó la metodología recomendada por el Código de Cimentaciones de Costa Rica, donde si estos fueran de 60 cm, 80 cm y 100 cm de diámetro, con una longitud mínima de 17 m, quedando de esta forma empotrados en el estrato natural y firme de sitio de 35 ton/m<sup>2</sup> de capacidad de soporte admisible.

- **Edificaciones de nueve pisos con sótano:** (Sectores de P-5 y P-6)

Debido a que el edificio llevará un nivel de sótano en los sectores de P-5 y P-6, para lo cual deberán realizar una excavación del orden de los 4,0 m de profundidad, a dichos niveles basados en los resultados de las perforaciones realizadas, para cargas unitarias moderadas de las fundaciones de la obra por construir, se puede usar 15 ton/m<sup>2</sup> de capacidad de soporte admisible (45 ton/m<sup>2</sup> a la falla), para cimientos corridos de hasta 1,0 m máximo de ancho o aislados de hasta 2,0 m x 2,0 m de lado máximo, de acuerdo con el análisis de asentamientos y el análisis de bulbos de presión realizado debido a la presencia de estratos de menor resistencia a niveles inferiores.

## Notas generales:

*Para lograr un nivel parejo y más superficial de desplante de los cimientos principalmente en el sector de P-8, se recomienda excavar en el área de éstos hasta las profundidades recomendadas, para luego rellenar con un buen material granular (lastres o gravas), que cumpla con las normas de calidad de sub-base del CR-2010 MOPT (Ver tabla 5.7.1), compactado en capas al 95% del Proctor modificado, elevando dicho buen relleno hasta las profundidades deseadas de desplante de placas, para sobre este buen relleno apoyarlas.*

*Debido a que se detectó la presencia de un nivel freático bastante superficial en la mayoría de los puntos investigados, y como se está proponiendo apoyarse debajo de dicha tabla de aguas, se deberán tomar las previsiones del caso para mantenerla abatida durante el proceso de sustitución y/o colado de los pilotes por medio de un sistema de bombeo automático. Además, será de suma importancia colar un grueso sello de concreto apenas terminen de efectuar cada excavación de placa, para así evitar que la subpresión de la tabla de aguas pueda aflojar el fondo arenoso. De no seguir este lineamiento, puede aflojarse el fondo de las excavaciones, debiendo posteriormente sustituir el tramo de suelo que se aflojó con un concreto pobre.*

*Además, si en algún sector en el fondo de las excavaciones para las placas aparecieran los estratos de alta plasticidad de la capa G, se recomienda que exista debajo de las fundaciones como mínimo 0,75 m de espesor de un buen material granular (lastres o gravas), compactado en capas al 95% del Proctor modificado, para de esta forma ayudar a disminuir el riesgo por movimientos de contracción y expansión que pueden sufrir dichos suelos con los cambios bruscos de humedad. Aun así, se recomienda evitar filtraciones de agua hacia los suelos que quedarán debajo de las fundaciones.*

*En los pilotes colados in situ deberá realizarse una cuidadosa limpieza del fondo del agujero, de manera que se eliminen totalmente los sedimentos del fondo. Se advierte que una limpieza inadecuada puede producir asentamientos importantes causados por la compresión de estos sedimentos. (Ver sección 5.4).*

Debido a que la topografía del terreno se muestra bastante plana y libre de taludes con fuertes pendientes, no se hace necesario efectuar análisis de estabilidad de taludes, pero se recomienda acomodar lo más posible las obras por construir a la topografía existente y aquellos cortes que generen taludes más fuertes que lo indicado en la sección 5.6.1, o la conformación de rellenos altos, confinarlos con muros de retención o similar, para de esa forma ayudar a disminuir el inicio de movimientos por desplazamientos. (Ver Sección 5.6).

**Para los pisos de los edificios por construir, se presentan las siguientes recomendaciones: (Ver sección 5.7).**

**Edificaciones de uno a cuatro pisos:** (Sectores de P-1, P-2, P-3, P-4, P-13, P-14, P-15, P-16, P-17, P-26 y P-27)

Para los pisos de los edificios de uno a cuatro pisos por construir, se recomienda eliminar por completo el espesor de relleno artificial heterogéneo de suelos cohesivos contaminado con orgánico (capa A) de baja calidad, el cual tiene entre 0,15 m a 0,90 m de espesor en los sectores de P-1, P-2, P-3, P-4, P-13, P-14, P-15, P-16, P-17, P-26 y P-27; para luego colocar como mínimo 0,35 m de espesor de un buen material granular (lastres o gravas), que cumpla con las normas de calidad de sub-base del CR-2010 MOPT (Ver tabla 5.7.1), compactado en capas al 95% del Proctor modificado, y sobre este buen relleno proceder al colado de losas de concreto armado, las cuales se recomiendan desligar de las paredes.

**Edificaciones de tres pisos y siete pisos para parqueos:** (Sectores de P-21, P-22, P-23, P-24, P-25 y P-28)

Para los pisos de los edificios de tres y siete pisos para parqueos por construir, se recomienda eliminar por completo el espesor de relleno artificial heterogéneo de suelos cohesivos contaminado con orgánico (capa A), el cual tiene entre 0,20 m y 0,55 m de espesor en los sectores de P-21, P-22, P-23, P-24, P-25 y P-28, para luego colocar como mínimo 0,40 m de espesor de un buen material granular (lastres o gravas), que cumpla con las normas de calidad de sub-base del CR-2010 MOPT (Ver tabla 5.7.1), compactado en capas al 95% del Proctor modificado, y así proceder al colado de las losas de pavimento de 15 cm de espesor, con concreto para 245 kg/cm<sup>2</sup> de resistencia a la compresión a los 28 días de edad (37 kg/cm<sup>2</sup> de resistencia a la flexión), con revenimiento patrón máximo de 8 cm, usando un agregado de tamaño máximo de 38,1 mm (1½”), debiendo dejar juntas de contracción a cada 2,5 m de separación máxima, y entre ellas colocar dovelas de acero.

**Edificaciones de ocho y nueve pisos:** (Sectores de P-5, P-6, P-7, P-8, P-9, P-10, P-11, P-12, P-18, P-19 y P-20)

Para los pisos de los edificios de ocho y nueve pisos por construir, se recomienda eliminar por completo el espesor de relleno artificial heterogéneo de suelos cohesivos contaminado con orgánico (capa A) de baja calidad, el cual tiene entre 0,15 m a 0,50 m de espesor en los sectores de P-5, P-6, P-7, P-8, P-9, P-10, P-11, P-12, P-18, P-19 y P-20; para luego colocar como mínimo 0,40 m de espesor de un buen material granular (lastres o gravas), que cumpla con las normas de calidad de sub-base del CR-2010 MOPT (Ver tabla 5.7.1), compactado en capas al 95% del Proctor modificado, y sobre este buen relleno proceder al colado de losas de concreto armado, las cuales se recomiendan desligar de las paredes.

**Edificaciones de ocho y nueve pisos con sótano:** (Sector de P-5, P-6 y P-20)

Para los pisos de las obras por construir, debido a que los edificios llevarán un nivel de sótano, para lo cual requerirán efectuar un corte de 4,0 m aproximadamente, a dichos niveles quedarían expuestos los estratos naturales de sitio de la capa B, sobre los cuales se recomienda colocar como mínimo 0,40 m de espesor de un buen material granular (lastres o gravas), que cumpla con las normas de calidad de sub-base del CR-2010 MOPT (Ver tabla 5.7.1), compactado en capas al 95% del Proctor modificado, y sobre este buen relleno proceder al colado de losas de concreto armado, las cuales se recomiendan desligar de las paredes.

En caso de implementar una cimentación piloteada para alguno de los edificios por construir, lo cual tendrá que contemplar amarrar superficialmente el grupo de pilotes por medio de una losa armada, se propone analizar la posibilidad de que dicha losa trabaje como un entrepiso suspendido del nivel del terreno. Con lo que, al no estar en contacto con los suelos de sitio, no requeriría de efectuar sustituciones para los pisos, y además no tendrían problemas por asentamientos.

*Si en algún sector a nivel de subrasante para los pisos de los edificios afloraran estratos de alta plasticidad de la capa G, se recomienda incrementar el espesor de material granular (lastres o gravas) a 0,75 m de espesor mínimo, el cual deberá cumplir con las normas de calidad de sub-base del CR-2010 MOPT (Ver tabla 5.7.1), compactado en capas al 95% del Proctor modificado, para de esta forma ayudar a disminuir el riesgo por movimientos de expansión y contracción que podrán sufrir dichos suelos con los cambios bruscos de humedad. (Ver sección 5.7).*

*Para el caso de los pisos superficiales recomienda que el nivel de piso terminado quede a una altura mayor a las áreas externas de los jardines o similar, para con ello evitar problemas de humedad y filtración de aguas hacia los pisos y paredes, principalmente tomando en cuenta la presencia de un nivel freático bastante somero. (Ver sección 5.7).*

*Con respecto a los pisos de las edificaciones con sótano, debido a que se detectó la presencia de un nivel freático bastante superficial en la mayoría de los puntos investigados, se deberá diseñar un sistema de bombeo automático permanente para de esta forma mantener abatido dicho nivel freático y evitar problemas por humedad en pisos y paredes o inundaciones en el sótano. (Ver sección 5.7).*

*Para el caso de los pavimentos del proyecto, como primera medida para la construcción de este, se deberá remover por completo los espesores de relleno artificial heterogéneo de suelos cohesivos contaminado con orgánico, y arcilla expansiva, detectados en los sondeos realizados (Ver sección 6.4), para luego colocar la estructura de pavimento rígido o flexible recomendadas. Además, debido a que la zona en épocas de invierno generalmente presenta alta saturación de los suelos superficiales, a la hora de realizar los cortes para la subrasante de las calles internas del hospital, se recomienda colocar 0,30 m de espesor de un lastrón grueso o piedra bola de 4" a 6", colocando una primera capa de 0,15 m y que la maquinaria pesada lo embeba en los suelos de sitio, para luego colocar la siguiente capa de 0,15 m hasta que la maquinaria "camine" sobre este adecuado relleno (de 0,30 m de espesor total) sin deformaciones importantes. Finalmente, sobre este piso, colocar la estructura de pavimento recomendada. (Ver sección 6).*

Se recomienda en el proceso de construcción solicitar los servicios de un técnico en mecánica de suelos, para que pueda revisar los fondos de las excavaciones para las placas, para de esa forma verificar que se están apoyando en los estratos propuestos en este informe. De encontrarse suelos distintos en algún sector, se deberán efectuar algunas perforaciones adicionales, y la revisión profesional correspondiente.

## PROTOCOLO PARA LA HIDROGEOLOGÍA AMBIENTAL DE LA FINCA

### PROYECTO: Nuevo Hospital Dr. Maximiliano Peralta Jiménez de Cartago

**LOCALIZACIÓN:** Provincia: Cartago Cantón: El Guarco Distrito: Tejar

**DESARROLLADOR:** Caja Costarricense del Seguro Social, Gerencia de Infraestructura y Tecnologías, Dirección de Arquitectura e Ingeniería, Subárea de Gestión Administrativa y Logística.

### PROFESIONAL QUE ELABORA EL ESTUDIO: Profesional en Geología

**Nombre del profesional:** Carlos Alonso Vargas Campos

**Número de cédula:** 109520531 **Número de colegiado:** CGCR-271

**Registro SETENA:** CI-081-2002 Vigencia: septiembre 2019

### DOCUMENTO DE RESPONSABILIDAD PROFESIONAL

El / La suscrito (a) **Carlos Alonso Vargas Campos**, portador(a) de la cédula de identidad número **109520531**, profesional en **Geología**, manifiesto ser responsable directo de la información técnica científica que se aporta en el presente documento, la cual se elaboró para el proyecto denominado: **Nuevo Hospital Dr. Maximiliano Peralta Jiménez de Cartago**, el cual se desarrollará en el plano catastrado numero: **C-1526529-2011**, finca número **3 3085951-000**

En virtud de ello, someto el presente Protocolo para la Hidrogeología Ambiental de la Finca al conocimiento de la Secretaría Técnica Nacional Ambiental (SETENA), como autoridad en materia de Evaluación de Impacto Ambiental del Estado costarricense, con el objetivo que sea analizado y se constate que el mismo ha cumplido con los lineamientos técnicos y normativos establecidos. Tengo presente que en apego al artículo 5 del Decreto Ejecutivo 32712-MINAE, la información contenida en este protocolo se presenta bajo el concepto de Declaración Jurada, a conocimiento y conciencia de que dicha información es actual y verdadera y que, en caso contrario, pueden derivarse consecuencias penales del hecho. Por lo cual, manifiesto que, de encontrarse alguna irregularidad en la información, seré responsable no sólo por esta falta, sino también por las consecuencias de decisión que a partir de la información suministrada pudiera incurrir la SETENA y el desarrollador.

**Atentamente.**

**Geól. Carlos Alonso Vargas Campos**  
**CASTRO & DE LA TORRE S.A.**  
**CGCR-271**

Fecha de emisión : 19 de noviembre del 2018

## 1.- Resumen:

### 1.1.- Resumen de resultados:

Se da la presencia de un acuífero libre cubierto en los materiales volcánicos, con un gradiente hidráulico de 0,0273; con dirección de flujo hacia el suroeste y un nivel freático ubicado en 5 m de profundidad bajo el proyecto.

De acuerdo con las pruebas de infiltración realizadas en el terreno se obtiene un promedio de permeabilidad  $k$  de 0,00064 m/día, para la capa superficial compuesta por limos plásticos.

La vulnerabilidad del acuífero se define como baja de acuerdo al método GOD. El tránsito de contaminantes para la zona no saturada indica un tiempo de 3295 días.

### 1.2.- Resumen de conclusiones técnicas:

El acuífero presente en el sitio de estudio es un acuífero libre cubierto formado por materiales volcánicos fracturados.

Se descarta la contaminación de las aguas subterráneas por el uso de la planta de tratamiento en el proyecto, según el cálculo realizado para el tránsito de contaminantes.

El acuífero presenta una vulnerabilidad intrínseca baja, por lo tanto el desarrollo del proyecto no generará afectaciones a dicho acuífero.

El desarrollo del proyecto es completamente viable desde el punto de vista hidrogeológico.

#### **Anexo 4. Fichas técnicas de equipos propuestos**



# Lochinvar®

## VERITUS AIR SOURCE HEAT PUMP WATER HEATER

Submittal Sheet  
& Customer Agreement

**VAHP-Sub-01**

### VERITUS AIR SOURCE HEAT PUMP WATER HEATER

Customer Name: \_\_\_\_\_ Contact Name: \_\_\_\_\_ Phone: \_\_\_\_\_

Job Location: \_\_\_\_\_ Model No. \_\_\_\_\_ Unit Qty. \_\_\_\_\_

Indoor  Outdoor      Ducts Req'd?  Y  N

**TANK**      Size (gals.) \_\_\_\_\_      Temp. Probes (qty.) \_\_\_\_\_      Harness Length (ft.) \_\_\_\_\_

Engineer: \_\_\_\_\_ Voltage to Facility: \_\_\_\_\_

Agent/Wholesaler: \_\_\_\_\_ Equipment Tag(s): \_\_\_\_\_

Contractor: \_\_\_\_\_

#### NOTES:

#### STANDARD FEATURES

- High Efficiency COP
- ZERO On-site Emissions
- Modular Design
- 480 Volt 3 Phase
- Maximum Setpoint of 160F°
- Single or Multi Pass
- › **Scroll Compressor (Copeland)**
- Core Sense Module
- ECM Variable Speed Pump
- Electronic Expansion Valve
- Reversing Valve
- System Control Panel (Remote Mountable)
- Manifold Piping Assembly\*\*

#### SMART TOUCH FEATURES

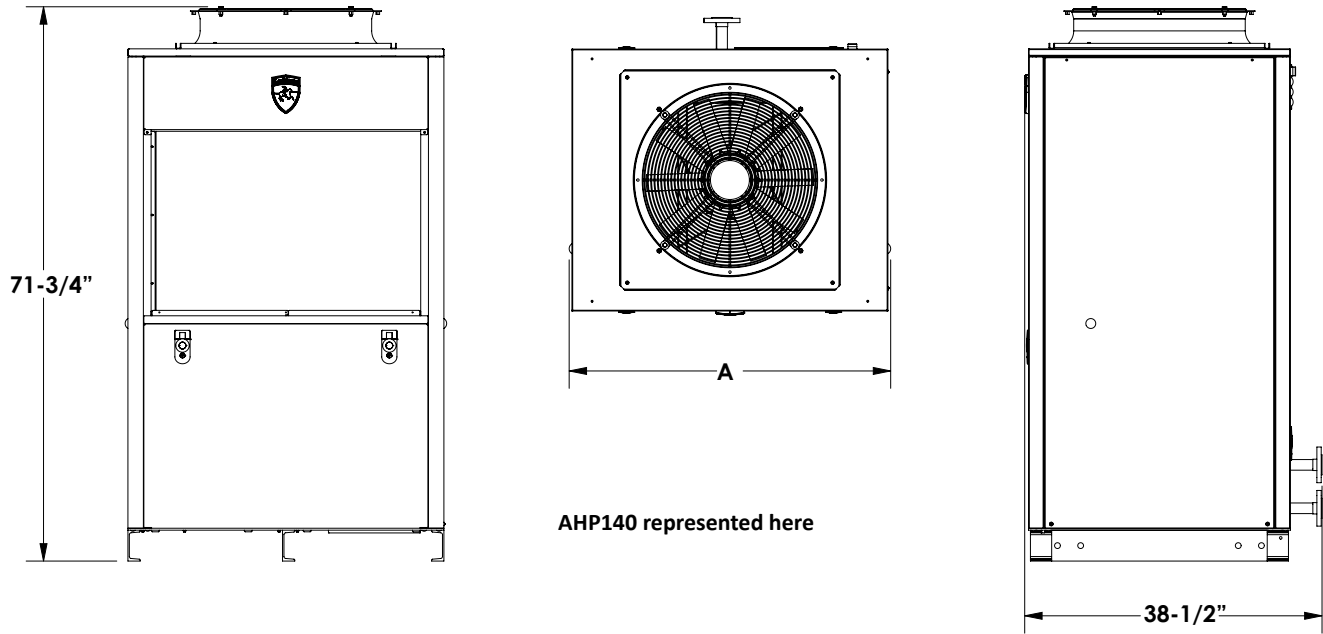
- Smart Touch Operating Control
- Cascade Sequencer for up to 64 heat pumps
- Building Automation Integration with 0-10 VDC Input
- Variable Speed Pump Control
- Fault Logging
- Modbus TCP
- Low Voltage Terminal Strip
- Alarm Contact
- Backup Enable

#### OPTIONAL EQUIPMENT

- Single Point Electrical (Bus Panel)
- Step Up Transformer (208 Volt 3 Phase to 480 Volt 3 Phase)
- BMS Gateway to Modbus RS485
- BMS Gateway to BACnet IP/ MSTP



# VERITUS™ HEAT PUMP WATER HEATER DIMENSIONS AND SPECIFICATIONS



AIR SOURCE HEAT PUMP		DIMENSIONS AND SPECIFICATIONS		
Model Number	COP	Heating Capacity Output BTU/Hr	A	Shipping Weight
AHP060	4.61	66,688	30-5/8"	913
AHP140	4.27	136,881	41-5/8"	1,119
AHP200	4.44	203,069	72-1/4"	2,032
AHP280	4.27	272,762	83-1/4"	2,238
AHP350	4.38	339,450	113-7/8"	3,151

\* DOE test standard, 80°F ambient with 63% humidity, inlet water temperature at 70°F, outlet water temperature at 120° F.

\*\*The field installed piping manifold will increase the depth of the units to 63"



Lochinvar, LLC  
 300 Maddox Simpson Parkway  
 Lebanon, Tennessee 37090  
 P: 615.889.8900 / F: 615.547.1000  
 f in @ Lochinvar.com





# Lochinvar®

## HEAT PUMP STORAGE TANK

Submittal Sheet

HPT-Sub-02

### THERMAL-STOR STORAGE TANK

Job Name: \_\_\_\_\_ Model No. \_\_\_\_\_

Location: \_\_\_\_\_ Gal. Capacity: \_\_\_\_\_

Engineer: \_\_\_\_\_ Equipment Tag(s): \_\_\_\_\_

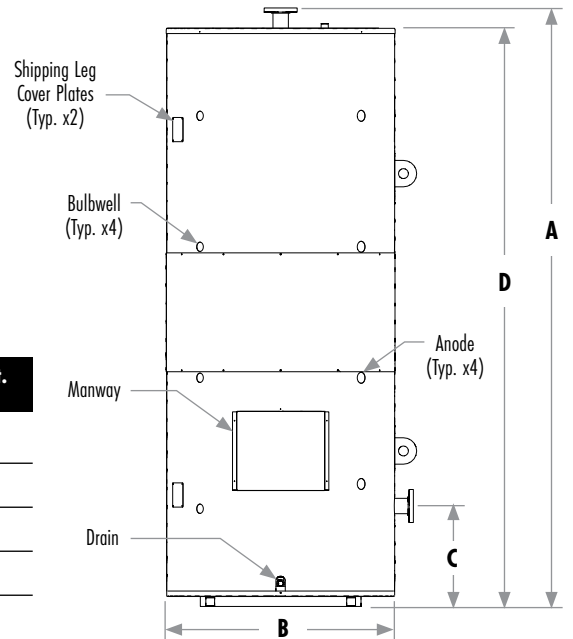
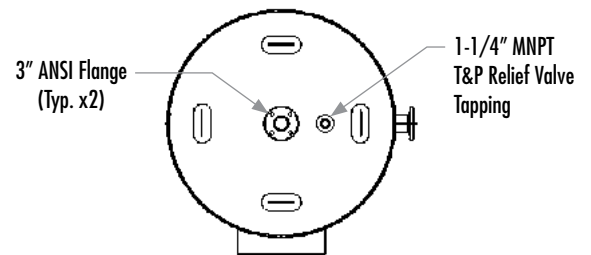
Agent/Wholesaler: \_\_\_\_\_

Contractor: \_\_\_\_\_

**NOTES:**

**Standard Features**

- > Ten-Year Limited Warranty (See warranty for details)
- > 125 PSI Working Pressure
- > Jacketed and R30 Insulated
- > Unique Baffle Design
- > Proprietary Stratification Design



Model Number	Rated Capacity (Gals.)	A	B	C	D	Ship Wgt. (lbs.)
HP250G	250	99-1/2"	40"	19-1/2"	95"	1,180
HP500G	450	100"	52"	23"	95-1/2"	1,726
HP750G	650	136"	52"	23"	131-1/2"	2,911
HP1000G	850	137"	58"	25"	132-1/2"	3,458



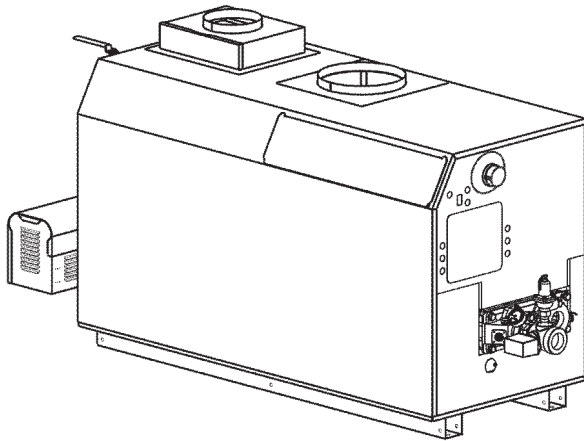
Lochinvar, LLC  
 300 Maddox Simpson Parkway  
 Lebanon, Tennessee 37090  
 P: 615.889.8900 / F: 615.547.1000  
 Lochinvar.com



# Brute® Deluxe

# Pump-Mounted Boiler & Water Heater

BMT2H Hydronic Heater  
 BMT2V Volume Water Heater  
 Indoor/Outdoor Sizes 500-2000



Date:

Project #:

Engineer:

Prepared By:

Bid Date:

## Submittal Data

Project Name:

Location:

Contractor:

## Standard Equipment

- ASME 160 psi working pressure heat exchanger
- ASME "H" stamp
- Meets NSF/ANSI-372 Low Lead Content Certification (BMT2V)
- Two-stage firing
- Flanged water connections
- Glass-lined headers
- External header gaskets
- 75 psi (517 kPa) ASME rated pressure relief valve (BMT2H)
- 125 psi (861 kPa) ASME rated pressure relief valve (BMT2V)
- Flow switch
- Temperature pressure gauge
- Pump, mounted and wired
- Multiple operating gas valve/pressure regulators
- Manual "A" gas valve
- Intake air filter
- Multiple, removable burner trays
- Stainless steel burners
- Built-in draft fan for Category I or III vent systems
- Air pressure switch
- Burner site glass
- 24V control system
- 115/24VAC transformer
- Manual reset high limit
- External controller connections with selector switch
- Hot surface ignition
- On/Off toggle switch
- Pump time delay
- Less than 10 ppm NOx

## Boiler Data

### Model:

- Boiler BMT2H
- Water Heater BMT2V

### Number of Units:

### Fuel

- Natural
- Propane

### Heat Exchanger

- Copper (std. on BMT2H N/A on BMT2V)
- Cupro-Nickel (std. on BMT2V)
- Copper, Reversed (N/A on BMT2V)
- Cupro-Nickel, Reversed

### Water Trim

- Glass-Lined Cast Iron
- Bronze Trim (std. on BMT2V)

### Pump

- Normal Water, Taco
- Normal Water, Xylem
- Hard Water, Taco (BMT2V only)
- Hard Water, Xylem (BMT2V only)
- Soft Water, Taco (BMT2V only)
- Soft Water, Xylem (BMT2V only)

### Options

- CSD-1
- 200°F Max Controls (std. on BMT2V)
- Low Water Cutoff
- Auto reset high limit
- Ignition failure alarm with bell and dry contacts, red trouble and green main gas lights
- ASME "HLW" Stamp (BMT2V only)
- Reversed heat exchanger



## Sizing Data

Size	Input <sup>1,3</sup> BTU/h	Output <sup>1,3</sup> BTU/h	Gas Conn. Size inches <sup>2</sup>	Water Conn. Size inches <sup>2</sup>	Shipping Weight	
					lbs.	kg
<input type="checkbox"/> 500	500,000	425,000	1¼	2	700	318
<input type="checkbox"/> 750	750,000	638,000	1¼	2	795	361
<input type="checkbox"/> 1000	999,000	849,000	1½	2½	940	426
<input type="checkbox"/> 1250	1,250,000	1,064,000	2	2½	1035	469
<input type="checkbox"/> 1500	1,500,000	1,277,000	2	2½	1170	531
<input type="checkbox"/> 1750	1,750,000	1,489,000	2	2½	1265	574
<input type="checkbox"/> BMT2H 2000	1,999,000	1,701,000	2	2½	1395	633
<input type="checkbox"/> BMT2V 2000	2,000,000	1,701,000	2	2½	1395	633

- NOTES:**
- Input and output must be derated 4% per 1000 feet above sea level when installed above 2000 feet altitude.
  - Dimensions are nominal.
  - For other boiler ratings:  
Boiler Horsepower:  $HP = \frac{\text{Output}}{33,475}$  Radiation Surface:  $EDR \text{ sq. ft.} = \frac{\text{Output}}{150}$
  - Shipping weight is approximate, based on previous units shipped and can be effected by several variables including the various weights for optional pumps and even the green or dry wood used in the crate.

## Accessories

- Side-wall vent terminal for indoor unit with horizontal venting
- Vent terminal for outdoor unit
- Air terminal for outdoor unit
- Side-wall combustion air terminal for indoor unit with horizontal ducted air
- Propane conversion kit
- Natural gas conversion kit

## Water Flow Data

### BMT2H (Boiler)

Temperature Rise in Degrees

Size	20°F 11°C		25°F 14°C		30°F 17°C		35°F 19°C	
	Flow gpm	Flow lpm	Flow gpm	Flow lpm	Flow gpm	Flow lpm	Flow gpm	Flow lpm
500	43	161	34	129	28	107	24	92
750	64	242	51	193	43	161	36	138
1000	85	321	68	257	57	214	49	184
1250	106	402	85	322	71	268	61	230
1500	128	483	102	386	85	322	73	276
1750	N/R	N/R	119	451	99	375	85	322
2000	N/R	N/R	136	515	113	429	97	368

### BMT2V (Water Heater)

Size	Hard Water		Normal Water		Soft Water	
	Flow gpm	Flow lps	Flow gpm	Flow lps	Flow gpm	Flow lps
500	90	341	68	257	45	170
750	90	341	68	257	45	170
1000	90	341	68	257	45	170
1250	90	341	68	257	68	257
1500	90	341	68	257	68	257
1750	90	341	68	257	68	257
2000	112	424	112	424	112	424

### Recovery Data

Size	WATER TEMPERATURE RISE IN DEGREES								
	40°F gph	50°F gph	60°F gph	70°F gph	80°F gph	90°F gph	100°F gph	120°F gph	140°F gph
500	1276	1020	850	729	638	567	510	425	364
750	1915	1532	1277	1094	957	851	766	638	547
1000	2548	2038	1699	1456	1274	1132	1019	849	728
1250	3189	2551	2126	1822	1594	1417	1276	1063	911
1500	3827	3061	2551	2187	1913	1701	1531	1276	1093
1750	4464	3571	2976	2551	2232	1984	1786	1488	1276
2000	5099	4079	3399	2914	2550	2266	2040	1700	1457
Size	22°C L/h	28°C L/h	33°C L/h	39°C L/h	44°C L/h	50°C L/h	56°C L/h	67°C L/h	78°C L/h
500	4821	3857	3214	2755	2411	2143	1929	1607	1378
750	7238	5790	4825	4136	3619	3217	2895	2413	2068
1000	9632	7705	6421	5504	4816	4281	3853	3211	2752
1250	12054	9643	8036	6888	6027	5357	4821	4018	3444
1500	14464	11571	9643	8265	7232	6429	5786	4821	4133
1750	16875	13500	11250	9643	8438	7500	6750	5625	4821
2000	19274	15419	12850	11014	9637	8566	7710	6425	5507

NOTE: gph = gallons per hour, L/h = Liters per hour.

### Electrical Data

BMT2H & BMT2V (pump mounted) Size	Boiler / Heater Circuit Size			Pump Circuit Size			Blower Circuit
	Volts	Phase	Amps	Volts	Phase	Amps	
500-750	120	Single	15	120	Single	15	Included in Boiler Circuit
1000-1750			20			15	
2000			20			20	

### Pump Data

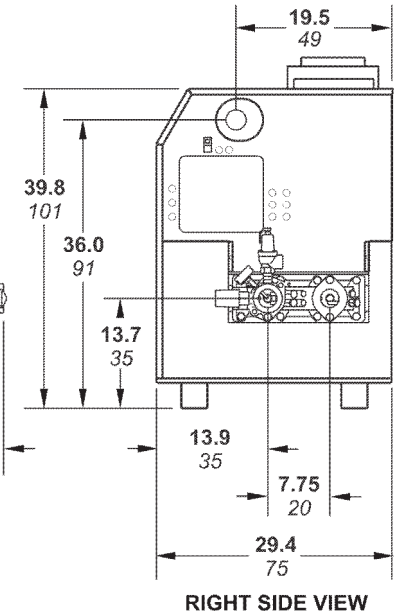
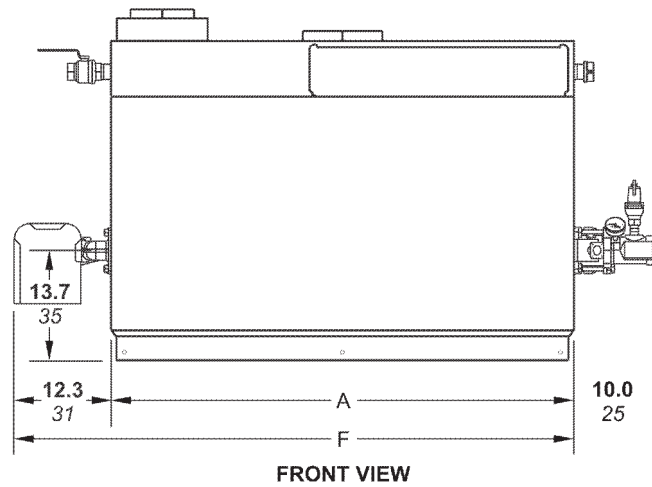
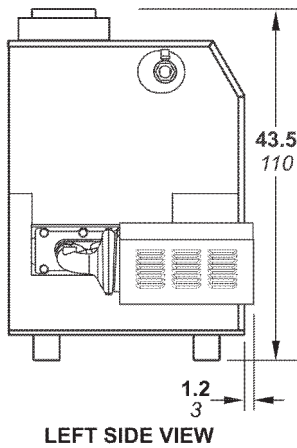
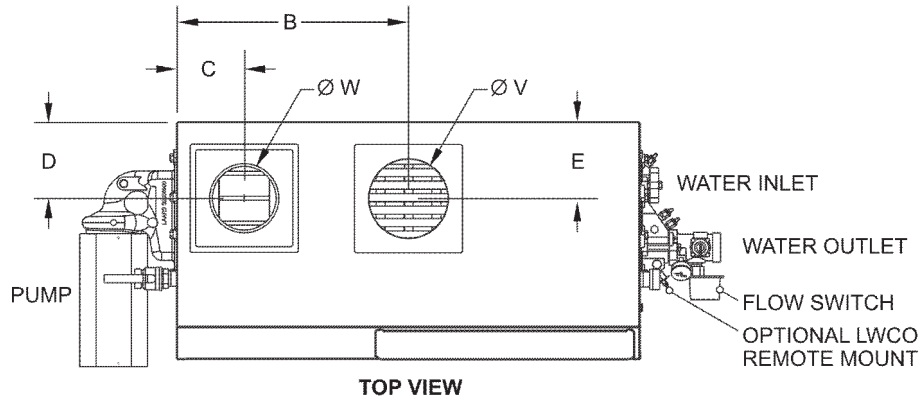
Size	BMT2V Water Heaters						BMT2H Boilers		
	Water Category						Size	HP	Amps
	SOFT		NORMAL		HARD				
HP	Amps	HP	Amps	HP	Amps				
500	1/3	2.8	1/3	2.8	3/4	7.2	500	1/3	2.8
750	1/3	2.8	1/3	2.8	3/4	7.2	750	1/3	2.8
1000	1/3	2.8	1/2	5.2	3/4	7.2	1000	1/2	5.2
1250	1/3	2.8	1/2	5.2	3/4	7.2	1250	1/2	5.2
1500	1/3	2.8	3/4	7.2	3/4	7.2	1500	3/4	7.2
1750	3/4	7.2	3/4	7.2	3/4	7.2	1750	3/4	7.2
2000	1	9.8	1	9.8	1	9.8	2000	1	9.8

### Clearances

Appliance Surface	Required Clearance From Combustible Material		Suggested Service Access Clearances	
Left Side	1	2.5	24	61
Right Side	1	2.5	24	61
Top	1	2.5	12	30
Back	1	2.5	12	30
Front	1	2.5	36	91
Vent	Per venting system supplier's instructions			

Dimensions in inches cm

# Dimensional Data



Dimensions shown are in inches cm.

Size	A	B	C	D	E	F	Air Conn. W	Vent Conn. V
500	33 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 86	16 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 43	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 17	10 25	8 20	46 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 117	6 15	8 20
750	45 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 116	22 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 58	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 17	10 25	9 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 24	58 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 148	8 20	10 25
1000	57 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 147	28 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 73	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 17	10 25	9 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 24	70 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 178	8 20	10 25
1250	68 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 173	34 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 87	10 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 26	10 25	9 23	80 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 205	12 30	12 30
1500	78 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 200	39 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 100	10 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 26	10 25	9 23	91 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 232	12 30	12 30
1750	89 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 227	44 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 113	10 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 26	10 25	9 23	101 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 258	12 30	14 36
2000	99 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 253	49 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 127	10 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 26	10 25	9 23	112 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 285	12 30	14 36

Dimensions shown in inches cm.

Bradford White reserves the right to change specifications, components, features, or to discontinue products without notice.



200 Lafayette St.  
 Middleville, MI 49333  
 Warranty: (800) 531-2111

[www.BradfordWhite.com](http://www.BradfordWhite.com)

Litho in U.S.A. © Bradford White 21-06 Document 1214H-BW

## Commercial Large Volume Stainless Steel Jacketed and Insulated Storage Tanks



Photo is of  
NV303JS210A

### The Large Volume Stainless Steel Jacketed and Insulated Storage Tank Models Feature:

- **Passivated 316L (10-year warranty) & Duplex Stainless Steel (25-year warranty).**
- **All Tanks Are Constructed and Certified**— In accordance with ASME Sect.IV, Part HLW for 125 PSI (862 kPa). 150 PSI (1034 kPa) is available as an option.
- **Vertical or Horizontal Construction**—Horizontal models require two saddles and have two additional 3" (76mm) NPT fittings.
- **Steel Jacket**—Sturdy heavy gauge painted steel jacket.
- **2" (51mm) (R-value of 12.5) High Density Foam Insulation**—Covers the side and top of tank, reducing the amount of heat loss. This results in less energy consumption, improved operation efficiencies, and jacket rigidity.
- **Optional Hydrojet HC<sup>®</sup>**—Stainless steel, dielectrically isolated recirculation tube minimizes turbulence and directs the hottest water to the top of the tank to maximize hot water delivery.
- **No Anode Rods**—Eliminates time and cost to service anode rods.
- **Water Connections**—Two female NPT fittings are located on the front forease of service and installation (reference chart for sizes). Additional size fittings are available as an option.
- **Fully Customizable**—Custom tank gallon capacities and tapping sizes/ locations.
- **Optional Hand Hole Cleanout and Manway**—4"x 6" (102mm x 152mm) diameter Hand Hole cleanout and 12" x 16" (305mm x 406mm) diameter Manway opening allow removal of sediment and inspection of interior surface.
  - **Manway standard on all tanks with a vessel diameter of 42" (1067mm) or greater.**
- **One 3/4" (19mm) NPT Aquastat Fitting**—Located in the lower part of the tank.
- **Designed for Storage of Potable Water up to 180°F (82°C).**

### Sample Specification:

The stainless steel storage tank shall be a Bradford White Jacketed and Insulated model with a nominal rated storage capacity of not less than \_\_\_\_\_ gallons (\_\_\_\_\_ liters), and overall dimensions of \_\_\_\_\_ inches (\_\_\_\_\_ cm.) in height, by \_\_\_\_\_ inches (\_\_\_\_\_ cm.) in diameter. The tank shall be constructed of stainless steel, and be built in accordance with ASME Boiler and Pressure Vessel Code ASME IV, Part HLW for 125 PSI (862 kPa) and so labeled, with a working pressure of \_\_\_\_\_ PSI (\_\_\_\_\_ kPa). The stainless steel storage tank shall have Non-CFC foam insulation and carry a ten (10) year limited warranty (twenty-five (25) year limited warranty available on Passivated Duplex Stainless Steel).

### General

Front water connections 3" (76mm) NPT (except where noted). T&P tapping 1½" (32mm) NPT. Aquastat tapping ¾" (19mm) NPT. Most storage tanks are manufactured with convex heads and bases. Some manufacturers list the tank capacity as "Nominal." Generally, this is the theoretical capacity calculated assuming a tank was actually manufactured using a flat (instead of convex) head and base. Bradford White lists both Actual and Nominal capacity for comparison purposes.

**Dimensions and specifications subject to change without notice in accordance with our policy of continuous product improvement.**



### 10 or 25-Year Limited Tank Warranties / 1-Year Limited Warranty on Component Parts.

For more information on warranty, please visit [www.bradfordwhite.com](http://www.bradfordwhite.com)

For products installed in USA, Canada, and Puerto Rico. Some states do not allow limitations on warranties. See complete copy of the warranty included with the heater.

# Commercial Large Volume Stainless Steel Storage Tanks

## Stainless Steel Jacketed Models

Meet or exceed ASHRAE 90.1b (current standard)

Model Number	Capacity (Gal.)		Capacity (Liters)		A Vertical Height	A Horizontal Height	A Vertical Height	A Horizontal Height	B Horizontal Length	B Horizontal Length	C Diameter	C Diameter	D Hot Water Outlet Conn. Size	D Hot Water Outlet Conn. Size	(Vert.) Shipping Weight	(Horiz.) Shipping Weight	(Vert.) Shipping Weight	(Horiz.) Shipping Weight	Required Manway
	Nominal	Actual	Nominal	Actual	(in.)	(in.)	(mm.)	(mm.)	(in.)	(mm.)	(in.)	(mm.)	(in.)	(mm.)	(lbs.)	(lbs.)	(kg.)	(kg.)	
N†193JS*A	193	175	731	662	71	41	1803	1041	67	1702	34	864	2.5	64	548	570	249	259	—
N†229JS*A	229	210	867	795	83	41	2108	1041	79	2007	34	864	2.5	64	613	613	278	278	—
N†260JS*A	260	240	984	908	93	41	2362	1041	89	2261	34	864	2.5	64	673	755	305	342	—
N†303JS*A	303	280	1147	1060	107	41	2718	1041	103	2616	34	864	2.5	64	700	728	318	330	—
N†318JS*A	318	285	1204	1079	80	47	2032	1194	76	1930	40	1016	2.5	64	714	776	324	352	—
N†340JS*A	340	320	1287	1211	119	41	3023	1041	115	2921	34	864	2.5	64	730	774	331	351	—
N†344JS*A	344	310	1302	1173	86	47	2184	1194	82	2083	40	1016	2.5	64	782	827	355	375	—
N†375JS*A	375	340	1420	1287	93	47	2362	1194	89	2261	40	1016	2.5	64	845	876	383	397	—
N†397JS*A	397	360	1503	1363	98	47	2489	1194	94	2388	40	1016	2.5	64	894	935	406	424	—
N†432JS*A	432	385	1635	1457	80	53	2032	1346	76	1930	46	1168	2.5	64	1017	1017	461	461	YES
N†449JS*A	449	415	1700	1571	110	47	2794	1194	106	2692	40	1016	2.5	64	982	1016	445	461	—
N†486JS*A	486	435	1840	1647	89	53	2261	1346	85	2159	46	1168	3	76	1024	1110	464	503	YES
N†502JS*A	502	465	1900	1760	122	47	3099	1194	118	2997	40	1016	2.5	64	1106	1157	502	525	—
N†504JS*A	504	453	1908	1715	92	53	2337	1346	88	2235	46	1168	3	76	1074	1049	487	476	YES
N†555JS*A	555	515	2101	1949	134	47	3404	1194	130	3302	40	1016	2.5	64	1194	1260	542	572	—
N†558JS*A	558	505	2112	1912	101	53	2565	1346	97	2464	46	1168	3	76	1168	1181	530	536	YES
N†572JS*A	572	500	2165	1893	81	59	2057	1499	77	1956	52	1321	3	76	1381	1449	626	657	YES
N†630JS*A	630	575	2385	2177	113	53	2870	1346	109	2769	46	1168	3	76	1292	1263	586	573	YES
N†658JS*A	658	580	2491	2196	92	59	2337	1499	88	2235	52	1321	3	76	1539	1593	698	723	YES
N†702JS*A	702	645	2657	2442	125	53	3175	1346	121	3073	46	1168	3	76	1392	1352	631	613	YES
N†752JS*A	752	675	2847	2555	104	59	2642	1499	100	2540	52	1321	3	76	1653	1750	750	794	YES
N†774JS*A	774	720	2930	2725	137	53	3480	1346	133	3378	46	1168	3	76	1498	1460	679	662	YES
N†834JS*A	834	776	3157	2973	147	53	3734	1346	143	3632	46	1168	3	76	1587	1547	720	702	YES
N†846JS*A	846	765	3202	2896	116	59	2946	1499	112	2845	52	1321	3	76	1803	1925	818	873	YES
N†940JS*A	940	860	3558	3255	128	59	3251	1499	124	3150	52	1321	3	76	1947	2069	883	938	YES
N†981JS*A	981	875	3713	3312	107	65	2718	1651	103	2616	58	1473	3	76	2200	2275	998	1032	YES
N†1119JS*A	1119	1000	4236	3785	121	65	3073	1651	117	2972	58	1473	3	76	2400	2475	1089	1123	YES
N†1128JS*A	1128	1040	4270	3937	149	59	3785	1499	145	3683	52	1321	3	76	2216	2407	1005	1092	YES
N†1174JS*A	1174	1000	4444	3785	104	71	2642	1803	97	2464	64	1626	3	76	2600	2675	1179	1213	YES
N†1219JS*A	1219	1110	4614	4202	129	65	3277	1651	127	3226	58	1473	3	76	2575	2650	1168	1202	YES
N†1327JS*A	1327	1217	5023	4607	142	65	3607	1651	138	3505	58	1473	3	76	2750	2825	1247	1281	YES
N†1395JS*A	1395	1245	5281	4713	122	71	3099	1803	118	2997	64	1626	3	76	3050	3125	1383	1417	YES
N†1689JS*A	1689	1530	6394	5792	146	71	3708	1803	142	3607	64	1626	3	76	3500	3575	1586	1622	YES
N†1761JS*A	1761	1538	6666	5822	106	81	2692	2057	100	2540	72	1829	3	76	2677	2942	1214	1334	YES
N†2061JS*A	2061	1800	7802	6814	123	81	3124	2057	117	2972	72	1829	3	76	3035	3305	1377	1499	YES
N†2115JS*A	2115	1865	8006	7060	126	81	3200	2057	120	3048	72	1829	3	76	3099	3369	1406	1528	YES
N†2256JS*A	2256	2000	8540	7571	134	81	3404	2057	128	3251	72	1829	3	76	3267	3540	1482	1606	YES

† V = Vertical, H = Horizontal

\* S210 = 316L Passivated Stainless Steel (10-yr Limited Warranty)

\* S325 = 2205 Passivated Duplex Stainless Steel (25-yr Limited Warranty)

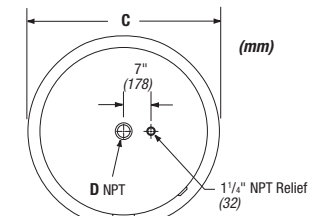
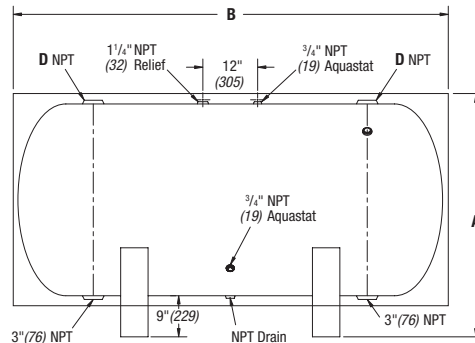
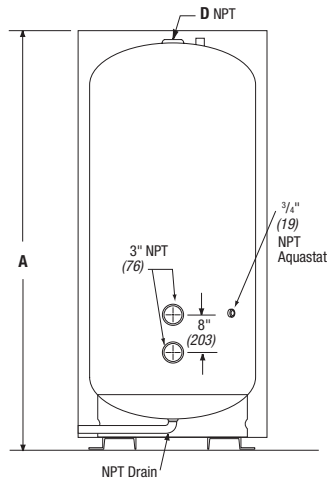
\* For Other Stainless Steel Options Consult Factory

Example: NV1219JS210A.

### Tank Options:

- Hand Hole (4"x6") (102mm x 152mm) .....(Add suffix **-HH**)
- Manway (12"x16") (305mm x 406mm) .....(Add suffix **-MW**; not required on models with standard manway)
- Fully customizable tapping sizes and locations
- Extra Tappings (1" - 4") (25mm - 102mm)
- Flanged Connections (3" - 10") (76mm - 254mm)
- 150 PSI (1034 kPa) working pressure .....(Add suffix **-150**)
- Hydrojet HC® .....(Part number 629-100191-000)
- Seismic Clips

\* For other options consult factory



— BRADFORD WHITE IS —



Sales: 800-523-2931 ■ Fax 215-641-1612

24/7 Technical Support: 800-334-3393 ■ Email techserv@bradfordwhite.com

Products made by Bradford White are manufactured in the United States using the finest raw materials and components from around the world.

**Built to be the Best**

## **Anexo 5. Cotizaciones de equipos propuestos**



Fecha: 09, Nov 2023

País: Costa Rica

Asesor: Angelo Lee Segura

COTIZACION NO. **136278 A**

STRONG COSTA RICA S.A: Costa Rica | alee@stronglatam.com | www.stronglatam.com | +(506) 2589-5050 |  
Radial Santa Ana-Belén, cruce Panasonic 1 Km Sur, 1 Km Oeste, Ofibodegas Milano, Bodega #5, San Rafael, Alajuela

**Cliente:** INGELECTRA CONSTRUCTORA SA

**Atención:** BRAULIO GONZALEZ

**Correo:** bgonzalez@ingelectra.com

**Proyecto:** BRADFORD WHITE

**Términos de Pago:** 50% con OC - 50% previo entrega

**Término de Entrega:** FCA Miami

**Tiempo de Entrega:** definido en descripción

Línea	Cant.	Descripción	Precio Unitario	Precio Total
A1	3	BRADFORD WHITE TANQUE PARA AGUA CALIENTE MODELO NV1119JS210A 1119 gallons; Jacketed/Insualted; 316L SS <b>tiempo de entrega: 22-24 semanas</b>	\$ 78,399.00	\$ 235,197.00
A2	2	BRADFORD WHITE BOILER DE COMBUSTION CON GAS MODELO BMT2V1500PACKPXN 1 500 000 BTU/Hr-LPG- W/ PUMP <b>tiempo de entrega: 6-8 semanas</b>	\$ 16,490.00	\$ 32,980.00
A3	2	BRADFORD WHITE BOILER ELECTRICO MODELO BEB-300-480H 1250 MBTUH , 480V, 125PSI, 300kW <b>tiempo de entrega:6-8 semanas</b>	\$ 31,984.00	\$ 63,968.00

- Notas:  entrega en el embarcadero del cliente en MIAMI

<b>Sub-total</b>	\$ 332,145.00
Impuestos (+)	\$ 0.00
<b>Total</b>	<b>\$ 332,145.00</b>

Número de oportunidad: SCR-2301-0260892

Presentado por: Ing. Laura Miranda

Fecha de Cotización/Contrato: 6-nov-23

Fecha de Caducidad: 6-dic-23

Nombre de la empresa: INGELECTRA ELECTROMECHANICA SA  
Nombre del contacto:  
Cliente/Comprador:  
Nombre de la oportunidad: CALENTADORES HOSPITAL CARTAGO

Item:	Tag:	Modelo	Descripción	Cantidad:	Precio Unitario	Precio Total
1		RGA1000H	Tanque de Agua a Caliente RGA1000H Gallon Capacity 1000 Lock-Temp Baffle Magnesium Anode ASME Certified, "HLW" Stamped 125 Working Pressure	3	31 005,96	93 017,87
2		BWX3-360C	Boiler Electrico MBH 1228 KW 360 160 psi, 250 °F Design Standard 4" thick fiberglass insulation Incoloy sheathed, U-Shaped heating elements Main supply circuit lugs with integral branch circuit fusing Magnetic contactors 120 volt fused control transformer Electronic Temperature Control Short Circuit Current Rating (SCCR) of 5,000 A Electronic Multi-stage step Control Proportional Progressive Sequence Step Control	2	61 092,94	122 185,89
3		CBL1437	Boiler de Combustion con Gas MBH 1435 Thermal Efficiency 84% Electronic Temperature Control Fan Assisted Combustion Sealed Combustion Chamber Stainless Steel Burners Low NOx Operation - Exceeds the most stringent air quality requirements ASME Copper Finned Tube Heat Exchanger 160 psi Working Pressure Gasketless Heat Exchanger Design High Voltage Terminal Strip 120V/1PH/60Hz Pump Relay w/Delay Down Stream Test Valve Referenced Gas Valves Loch-Heat Ceramic Tile Combustion Chamber Hot Surface Ignition Adjustable High Limit w/Manual Reset 50 psi ASME Relief Valve Temperature & Pressure Gauge Flow Switch 24 Volt Control System BMS Terminal Strip Combustion Air Filter Freeze Protection	2	10 900,87	21 801,74
4		VR30L	Recirculadora VR30L-F VAR SP, HIGH EFF, WET-ROTOR CIRC,BACnet, CAST IRON, 3", 800 WATTS	2	3 440,57	6 881,14
5		AHP350	Bomba de Calor tipo aire-agua BTU/Hr 339450 High Efficiency COP ZERO On-site Emissions Modular Design 480 Volt 3 Phase Maximum Setpoint of 160F° Single or Multi Pass Scroll Compressor (Copeland) Core Sense Module ECM Variable Speed Pump Electronic Expansion Valve Reversing Valve System Control Panel (Remote Mountable) Manifold Piping Assembly	4	175 257,14	701 028,57



Número de oportunidad: SCR-2301-0260892  
 2 173 814,29 347 628,57

6	MHP0540	Bomba de Calor tipo agua Heating Capacity 554200 Scroll Compressor R134a Refrigerant 316 Stainless Steel, Double Wall Condenser Heat Exchanger w/Leak Path 316 Stainless Steel, Single Wall Evaporator Heat Exchanger Integrated NSF 61 approved Stainless Steel circulator pump Painted aluminum jacket ICC PLC Controls Run Time Contact Alarm Contact Indoor/Outdoor Certified	2	173 814,29	347 628,57
7	HP1000G	Tanque Metalico Aislado Gallon Capacity 850 125 PSI Working Pressure Jacketed and R30 Insulated Unique Baffle Design Proprietary Stratification Design Inland Freight	2	21 551,56	43 103,11
8			1	47 068,14	47 068,14
<b>Precio de Venta en Miami : \$</b>					<b>1 382 715,04</b>

Todos los valores en este Contrato están expresados en U.S.D.

Esta Cotización se despachará de acuerdo a los Términos y Condiciones de SAEG, según aquí descritos y en la propuesta de Daikin Applied, aquí adjunta e incorporada como parte de este Contrato.

**Términos de Pago: 50% contra orden de compra, 50% contra entrega**

En caso de incumplimiento en el pago, el Comprador se compromete a pagar todos los costos que sean incurridos por la Empresa como resultado de mora y/o colección de fondos, incluyendo pero no limitado a, todo gasto asociado con transportación, almacenaje, tarifas de agencias de cobros, honorarios de abogados, y costas judiciales. Todas las cantidades vencidas devengarán intereses a la tasa más alta permitida por la ley.

**Términos de Pago (Otros):** En el caso de que el beneficiario final del servicio y/o productos goce de algún incentivo fiscal regulado según la legislación costarricense, el Comprador podrá solicitar a la Empresa emitir las facturas a nombre de este beneficiario final, siempre y cuando se haya comprobado y demostrado el incentivo con el que cuenta. Para ello, el Comprador y/o el beneficiario final del producto o servicios deberá emitir una instrucción formal, debidamente fundamentada según el beneficio fiscal que goza su cliente. La instrucción de emitir las facturas a un tercero por ninguna razón liberará al Comprador de las obligaciones que adquiere mediante la firma del presente acuerdo, quien será en todo momento el obligado contractual según los términos y condiciones aquí descritos, y será el responsable de responder económicamente por los servicios brindados. Esta propuesta no incluye suministro de repuestos o labores correctivas.

**Términos de Entrega: 10-12 Semanas en Miami entrega FCA**

**Términos de Garantía: 12 meses contra defectos de fabricación**

**Otros Términos:**

**Otros Términos:** Como Política de Cumplimiento de Exportación de SAEG, el Comprador deberá hacer llegar a la Empresa, a más tardar dentro de las 48 horas siguientes a la fecha de exportación de los Productos, una copia de la Prueba de Exportación ( *Bill of Lading o Airway Bill* ) incluyendo el *Internal Transaction Number (ITN)*, por cada envío realizado.

### **Anexo 6. Tabla psicométrica**

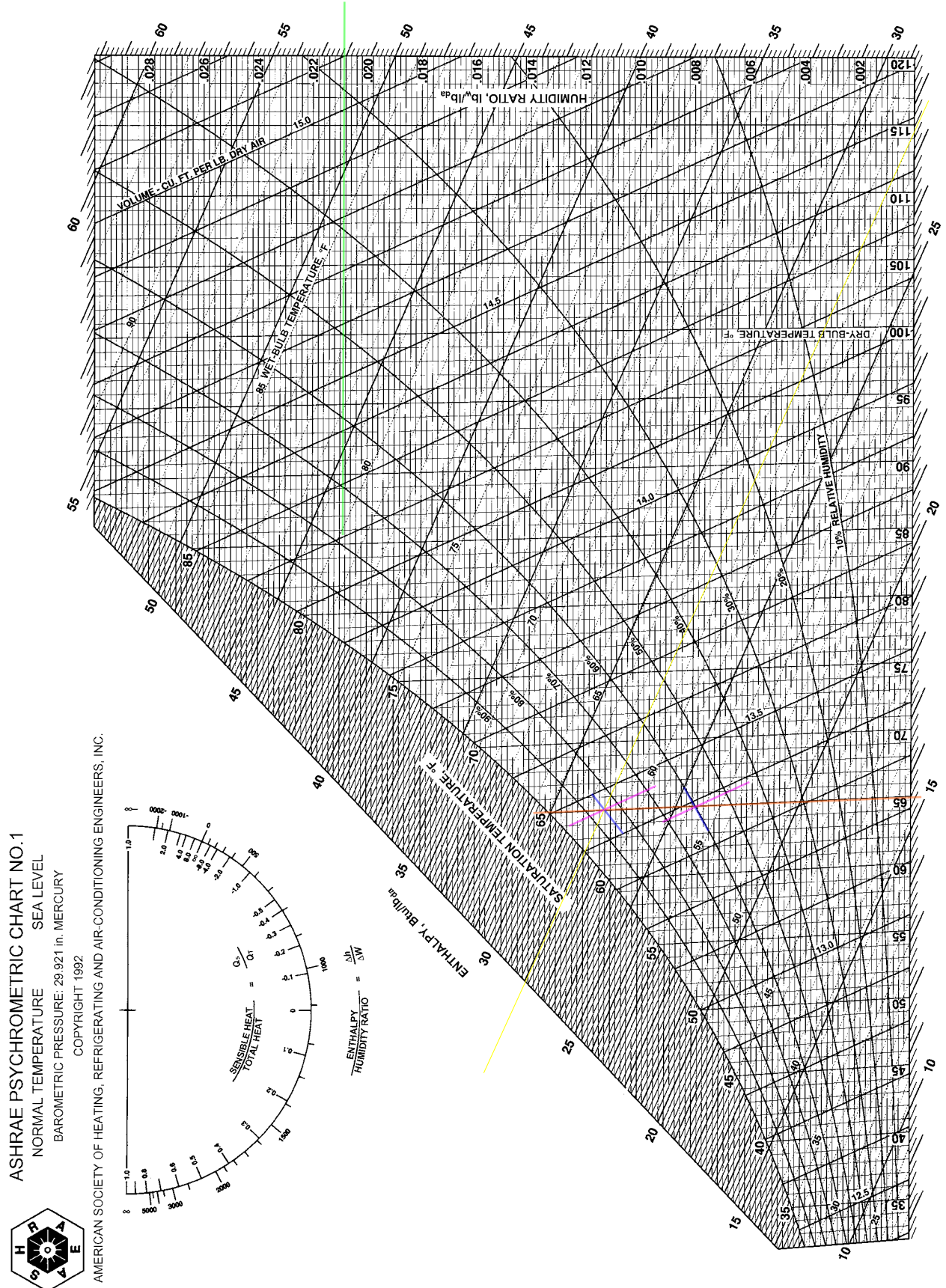


Fig. 1 ASHRAE Psychrometric Chart No. 1