UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INDUSTRIAS

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA APLICACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR RADIACIÓN NOCTURNA A UNA VIVIENDA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE

INGENIERO CIVIL INDUSTRIAL

AUTOR

ROCÍO CATALINA HERNÁNDEZ CID

PROFESOR GUÍA
JORGE CONTRERAS R.

PROFESOR CORREFERENTE
MIGUEL ÁNGEL GALVEZ

VALPARAÍSO

MAYO, 2019

Resumen Ejecutivo

El presente trabajo pretende el desarrollo de un prototipo de sistema de climatización para una vivienda, utilizando el fenómeno de enfriamiento por radiación nocturna como potencial térmico. El estudio se enmarca bajo un proyecto multidisciplinario que involucra a las carreras de Ingeniería Civil Mecánica y Arquitectura de la UTFSM para su desarrollo en conjunto con el Departamento de Industrias. El sistema se instala en una vivienda modular perteneciente al departamento de Arquitectura, la cual se encuentra en el Laboratorio de Energías Renovables "LER", los ensayos se realizan en enero del 2018, correspondiente al verano de la zona.

El circuito de enfriamiento cuenta con una placa radiadora de 2 m^2 instalada en el techo de la vivienda, un tanque de almacenamiento con 50 l de capacidad, dos bombas, tuberías de conexión y una unidad terminal correspondiente a un serpentín de cobre instalada al interior de la vivienda. El circuito se divide en dos subsistemas, donde cada uno posee un caudal diferente según sus requerimientos, he ahí la utilización de dos bombas.

El periodo de prueba abarca una semana, donde la bomba de recirculación funciona desde las 19:00 hasta las 08:00 horas. Los resultados obtenidos se analizan por separado para determinar el comportamiento de cada componente en específico: radiador, tanque, unidad terminal. El máximo enfriamiento del agua al pasar por el radiador nocturno se proporcionó a las 0:00 horas aproximadamente y fue de casi 3 °C, se obtiene que bajo las condiciones meteorológicas de ese momento el efecto de la transferencia de calor por convección entre el radiador y el ambiente disminuyó el potencial de enfriamiento neto en hasta un 50%, afectando negativamente el enfriamiento. Con respecto al tanque se determina la importancia de que éste se encuentre aislado, ya que durante la noche y debido a las bajas temperaturas en la zona, las temperaturas registradas en la parte superior e inferior del tanque siempre eran más frías que en el resto del sistema lo que generaba una sobrevaloración del enfriamiento obtenido, en promedio el tanque obtiene una tasa de eliminación de calor de 39 W/m^2 por noche.

Finalmente se proponen mejoras a cada componente para el futuro desarrollo del proyecto y se determinan algunos de los factores que afectaron el potencial de enfriamiento.

Índice de Contenidos

1. INTRODUCCIÓN 5

1.1. Objetivos 7

2. ESTADO DEL ARTE 9

3. MARCO TEÓRICO 13

3.1. Radiación y espectro electromagnético 13

3.2. Mecanismos de transferencia de calor 15

3.2.1. Conducción 16

3.2.2. Convección 16

3.2.3. Radiación 18

3.2.4. Resistencias térmicas 19

3.3. Radiación Nocturna 21

3.4. Pérdidas de carga en tuberías 24

3.5. Sistemas de Integración 25

3.6. Techos radiantes 27

4. METODOLOGÍA 30

4.1. Zona de medición 30

4.1.1. Vivienda 30

4.1.2. Características meteorológicas del sitio 31

4.2. Componentes 34

4.2.1. Radiador 35

4.2.2. Unidad Terminal 36

4.2.3. Tanque Almacenamiento 36

4.2.4. Bomba 37

4.3. Unidad de Medición 39

4.4. Instalación 42

5. RESULTADOS 45

5.1. Análisis General 45

5.2. Análisis del Tanque de Almacenamiento 48

5.3. Análisis del potencial de enfriamiento del radiador 51

5.4. Análisis Unidad Terminal de Cobre 54

6. CONCLUSIONES 58

7. REFERENCIAS 60

8. ANEXOS 64

A. Diagrama de Moody 64

1. INTRODUCCIÓN

¿Cómo lograr un equilibrio entre la demanda energética de una vivienda, los costos energéticos, los sistemas de climatización y la contaminación? Actualmente y durante las últimas décadas los países han tomado una clara postura sobre las medidas que deben realizar para prevenir y disminuir a corto y largo plazo los efectos que está provocando el calentamiento global en nuestro planeta, ya que las consecuencias pueden ser muy riesgosas para todo el mundo. Según las proyecciones de las Naciones Unidas, para el año 2030, el 84% de la superficie terrestre será urbano (1), y este incremento claramente va de la mano con un aumento de la demanda energética, es por esto que en las actuales condiciones que nos encontramos, no se podría dar abasto a tal demanda. Motivo que impulsa a las potencias mundiales y en desarrollo a buscar nuevas formas de generar energía, dejando de lado las convencionales e integrando fuentes renovables en la matriz energética. Claro ejemplo es en el que se encuentra Chile, ya que en estos últimos diez años el porcentaje de energías renovables no convencionales que aportan a la matriz aumentó en un 17%, siendo la energía solar la que ocupa un 46% de este sector (2).

Paralelamente, producto del calentamiento global las temperaturas han ido aumentando año tras año, los días de verano que superan los 30 °C en Santiago de Chile han registrado un aumento lineal a través del tiempo que equivale a 6 días por década, siendo el año 2017 el que lleva el récord ya que se produjeron 87 días con estas características (3). Estas altas temperaturas dan paso a olas de calor, las cuales consisten en días donde la temperatura máxima es igual o mayor al percentil 90, y los efectos que conllevan incluyen no solo mayores probabilidades de incendios forestales o mayores consumos eléctricos debido al uso de sistemas convencionales de climatización, sino que también afectan directamente la salud de las personas, principalmente niños y adultos mayores, por este motivo en algunos países las olas de calor son consideradas como crisis sanitarias (4).

Los métodos que más se ocupan hoy en día para enfriar viviendas corresponden a instalaciones que se componen de elementos independientes, ya que son muy poco habituales las instalaciones centralizadas individuales o colectivas. Dentro de los principales sistemas utilizados por los chilenos se

encuentran los sistemas compactos y Split, los reversibles y no reversibles, y los ventiladores. Los primeros corresponden al aire acondicionado, el cual ha aumentado sus ventas en el comercio en un 340% desde el 2011 (5), si esta alza es analizada a nivel socioeconómico se puede observar que la penetración de este sistema de climatización corresponde a un 0% en los niveles D y E, y un 0,96% en el nivel C3 (6), es decir, las personas pertenecientes a estos grupos socioeconómicos no son las que aportan a ese aumento de ventas, y por ende se puede inferir que no poseen ningún artefacto para lograr un confort térmico en sus hogares debido al alto consumo eléctrico que esto genera. Por este motivo se hace necesario el desarrollo de sistemas de climatización pasivos o de bajo consumo, de manera que sean accesibles para todos y contribuyan con la disminución de emisiones a través del consumo energético.

Una de las opciones que se estudian hoy en día es el enfriamiento por radiación nocturna, el cual consiste en la capacidad de enfriar cierta superficie usando el cielo como un sumidero de calor. La superficie emite radiación infrarroja térmica al cielo, el cual se encuentra a una temperatura mucho más baja, enviando el calor excesivo al espacio exterior sin la necesidad de electricidad (7). En Chile lo que se ha estudiado es el potencial de enfriamiento de una placa radiadora bajo distintas condiciones mientras realiza el intercambio de energía a través de la radiación con el cielo nocturno (8), (9), (10), (11).

¿Será posible utilizar el potencial generado por este fenómeno como complemento para la climatización de ambientes en los hogares? El enfriamiento pasivo de edificaciones mediante la utilización de sistemas basados en el enfriamiento radiativo ha sido motivo de numerosas investigaciones en las últimas décadas, en las cuales el componente de una edificación más recomendado para utilizar como superficie radiadora es el techo, ya que ofrece la mejor ubicación para el “depósito de frio” (12). A pesar de la existencia de dichos estudios sigue habiendo diversas aristas que no se han desarrollado de manera extensa al momento de aplicar el fenómeno a una edificación, por ejemplo, la variedad de modos en los que puede aprovecharse el efecto radiante tanto desde el punto de vista del transporte, acumulación y emisión, o también la relación entre la disponibilidad de espacio y de recursos financieros para dicha aplicación.

Por este motivo, este estudio se encuentra enmarcado bajo un proyecto multidisciplinario de largo desarrollo, donde de manera general se espera estudiar el potencial chileno para la utilización de sistemas de enfriamiento sustentables basado en el fenómeno antes mencionado, considerando los requerimientos energéticos de viviendas sociales en Chile. Se persigue definir un sistema, el cual sea capaz de reducir la demanda térmica de alguna edificación, lograr el confort térmico de los ocupantes o actuar como complemento a algún sistema de climatización convencional. Para lograr los resultados esperados el proyecto cuenta con tres áreas de trabajo, dos de ellas corresponden a los Departamentos de Mecánica e Industrias de la Universidad Técnica Federico Santa María los cuales ya han comenzado a obtener resultados en ciertos temas, y se espera que el desarrollo de la investigación de estos departamentos se integren a una de las líneas de investigación del Departamento de Arquitectura la cual pretende caracterizar las necesidades térmicas habitacionales para la generación de frío en una vivienda, como también estudiar el diseño de implementaciones de sistemas de enfriamiento por radiación en viviendas sociales.

Es específico, el presente informe intenta cubrir uno de los objetivos del proyecto general, que consiste en desarrollar un prototipo de sistema completo de refrigeración de una vivienda, el cual debe ser modelado y ensayado en dependencias del Laboratorio de Energías Renovables “LER” perteneciente a la UTFSM, esperando como resultado la construcción del sistema utilizando materiales comercialmente disponibles en el país y que permitan ser una solución de climatización en época de altas temperaturas para viviendas residenciales en Chile.

1.1. Objetivos

- **Objetivo General**

Analizar el comportamiento de un sistema de climatización en base al enfriamiento por radiación nocturna aplicado al interior de una vivienda y determinar factores que influyen en su rendimiento.

- **Objetivos Específicos**

- Establecer un sistema de integración entre la placa y la vivienda. Definiendo el tipo de fluido a trabajar y cómo se llevará a cabo el proceso de climatización en el hogar de la manera menos invasiva.
- Construir el sistema en una vivienda y tomar pruebas.
- Desarrollar los resultados obtenidos y determinar los factores que influyen en el funcionamiento del sistema.
- Analizar el comportamiento de cada componente y proponer mejoras para el futuro desarrollo del proyecto.

2. ESTADO DEL ARTE

El caso de estudio se guio en base a diversas investigaciones que aplicaron sistemas de enfriamiento por radiación nocturna utilizando agua como masa térmica. Algunos de ellos aplicados directamente en una vivienda, y otros en un volumen de control más pequeño para identificar los efectos de manera más clara y precisa. El enfriamiento radiativo se puede clasificar en enfriamiento nocturno y enfriamiento diurno de acuerdo con los períodos de operación, este último sigue siendo un campo emergente de investigación y estudio, sobre todo en el área residencial. Los primeros edificios experimentales contaban con un sistema de enfriamiento pasivo, es decir, no utilizaban ningún otro dispositivo electromecánico para ayudar a una mejor transferencia de calor (bombas, ventiladores, etc) (13). Con el tiempo estos sistemas han intentado replicar en casi su totalidad a los sistemas solares que acumulan calor, considerando almacenamiento y transporte del fluido, intentando agregar variaciones para conseguir que la transferencia de calor hacia el sistema sea lo contrario a un sistema solar común, o sea, mínima.

El almacenamiento es uno de los aspectos principales de los sistemas solares, ya que la energía térmica almacenada puede ser utilizada en los horarios que el usuario estime conveniente, preferentemente cuando sea necesario y exista demanda de frío, es decir, poseer un sistema de almacenamiento nos permite climatizar la vivienda durante el día a pesar de que el enfriamiento del fluido sólo se genere en la noche, como es el caso de la radiación nocturna. Las ventajas de poseer esta herramienta van desde un aumento en la eficiencia, lo que genera una mejora económica, hasta una menor contaminación debido a que se generan menos emisiones de dióxido de carbono (14).

Los sistemas basados en agua como su nombre lo dicen, utilizan agua como fluido de transferencia de calor y existen dos tipos, sistemas abiertos y sistemas cerrados. Los segundos se llaman así, debido a que el agua fluye a través de un circuito, la mayoría de las veces estos sistemas consisten en el radiador, un tanque de almacenamiento y una bomba de recirculación, una de las primeras aplicaciones que se generaron fueron realizadas por Juchau (15).

Otro estudio utilizó el agua fría del tanque para enfriar una habitación a través de un convector al interior de ella, durante la noche el fluido se enfriaba a través del radiador para luego pasar al tanque, y durante el día el tanque recirculaba el agua con el convector al interior de la vivienda. La habitación contaba con muros de cemento y un volumen de 22,5 m^3, poseía dos ventanas y el techo estaba inclinado en 12°. Los resultados demostraron un potencial de enfriamiento de 101 kJ, ya que una temperatura ambiente de 26 a 28 °C podía ser mantenida en días donde la temperatura ambiente rodeaba los 34°C (16).

Los sistemas abiertos en cambio utilizan el techo de la vivienda como su medio de transferencia de calor principal, algunos de estos ensayos se realizaron naturalmente, es decir, no utilizaron un radiador para enfriar el fluido y cuentan con un techo abierto y un aislamiento térmico móvil, el cual durante el día cubre el agua, y durante la noche se abre para que se pueda enfriar como es el caso del realizado por Ahmed Hamza (17) donde la temperatura del agua varió entre los 14,3 y los 18,7 °C y como resultado el potencial de enfriamiento fue suficiente para alcanzar los niveles de confort térmico humano dentro de los edificios analizados a través este tipo de sistema. Si bien los estanques en los techos generan un enfriamiento pasivo eficiente, todavía existen problemas importantes que limitan su aplicación, por mencionar sólo uno el techo debe soportar una carga mínima de 200-400 kg/m2 y existe una falta de experiencia en la industria de la construcción en ese sentido (18).

Durante los últimos años el desarrollo de sistemas de enfriamiento mediante agua ha aumentado y los resultados son cada vez más prometedores, el 2018 Azhaili Baharun, et al. (19) probaron un sistema de enfriamiento en Malasia, en base a un radiador nocturno, dos bombas de recirculación, un tanque de almacenamiento de 1800 litros y paneles radiadores en base a tubos de PVC transparentes al interior de una habitación de 1,5 m de ancho, 2,4 metros de largo y 3 metros de alto. El estudio tenía como objetivo determinar el nivel de confort térmico que podría lograrse en la sala de pruebas, además de la energía que se podría ahorrar en comparación con un método de enfriamiento convencional. El sistema consistía en que, durante la noche el agua del tanque circulara a través del radiador y lograra bajar su temperatura

emitiendo radiación infrarroja hacia el cielo, para luego durante el día utilizar esa misma agua enfriada para bajar la temperatura de la habitación en cuestión. Para ello se realizaron dos simulaciones: una instalando los paneles radiadores en el cielo de la habitación los cuales cubrían toda el área superficial del techo, y otra adicionando paneles radiantes en los cuatros muros de la habitación. La primera de ellas no fue suficiente para mejorar el estado térmico de la sala de pruebas, sin embargo, probando ambos en conjunto si se logró satisfacer el estándar de confort térmico. El sistema fue capaz de mantener una temperatura interior de menos de 28 °C cuando la temperatura exterior alcanzaba un máximo de 34 °C.

Similarmente en Stellenbosh, Sudáfrica a través de un modelo de simulación matemática se experimentó un sistema de enfriamiento pasivo (20) el cual consistía en un circuito de refrigeración y otro de calefacción. Contaba con un panel radiador, un tanque de almacenamiento para el agua fría y otro para el agua caliente, una sala de pruebas y tuberías de interconexión. Durante la noche, el agua circulaba naturalmente a través del radiador y a medida que se iba enfriando, bajo la influencia de la gravedad ésta fluía al nivel más bajo y se generaba un movimiento natural del fluido a través de las tuberías. Dependiendo de las condiciones climáticas, las tasas de eliminación de calor del tanque de almacenamiento variaron entre 39 W/m^2 y 75 W/m^2, pero en promedio fueron de 55 W/m^2 por noche. El sistema logró enfriar la sala de pruebas de 1,2 [m] x 1,2 [m] x 1,3 [m] a una velocidad de 120 W/m^3, por lo que confirman que es posible diseñar un sistema de enfriamiento pasivo bajo las condiciones en las que se encontraban, convirtiéndose en una opción viable para el ahorro de energía.

El estudio hecho por Dobson en el 2005 (21) sirve como base para los análisis y experimentos que se han hecho hasta ahora y para los futuros, ya que en él se modelan térmicamente todos los componentes mencionados anteriormente a través de los balances de energía correspondientes, se calculan las medidas de la superficie del panel radiador y del tanque de almacenamiento, además de las temperaturas de la habitación para una carga de calor y un patrón meteorológico específico bajo ciertos supuestos. La tasa promedio de remoción de calor del tanque de almacenamiento fue de 60,8 W/m^2, similar a la obtenida en Stellenbosh. Los resultados obtenidos se compararon con los existentes en la literatura y se concluyó

que el modelo presentado se puede utilizar como herramienta de diseño para el dimensionamiento de un sistema de enfriamiento por radiación nocturna.

Por otro lado, Hosseinzadeh y Taherian (22) sólo analizaron la relación entre la placa radiadora y el tanque, de esta manera y en conjunto con los modelos matemáticos que se encontraban en la literatura se experimentó el enfriamiento del agua a través de dos paneles radiadores de 2 m^2 de área cada uno y un tanque de 130 litros de capacidad. Las pruebas se realizaron bajo diferentes condiciones climáticas y con diversos caudales másicos, se utilizaron sensores a la entrada y salida del radiador y dos sensores para la superficie de éste. Los resultados arrojaron que el agua disminuyó entre 7 °C y 8 °C, y que el potencial de enfriamiento neto osciló entre los 23 W/m^2 y los 52 W/m^2 a medida que el caudal másico aumentaba desde 0,01 kg/s hasta 0,05 kg/s. En este estudio se concluye que el caudal másico es el principal medio para controlar la temperatura de salida del fluido en el radiador, ya que los efectos convectivos no logran hacer variar lo suficiente el potencial de enfriamiento a pesar de los cambios en la temperatura del aire. Por lo tanto, ante un mayor caudal másico se reduce la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del radiador y por ende la temperatura superficial aumenta, lo que conlleva a un mayor enfriamiento radiativo bajo cualquier condición ambiental. El promedio de enfriamiento neto bajo cielo despejado fue de aproximadamente 45 W/m^2 para un caudal másico de 0,05 kg/s.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. Radiación y espectro electromagnético

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas, como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos y moléculas (23). Las ondas electromagnéticas se caracterizan por su frecuencia (ν) o su longitud de onda (λ). La frecuencia de una onda sólo depende de la fuente y es independiente del medio a través del cual viaja, puede variar desde un millón de Hz hasta un cuatrillón de Hz. Mientras que la longitud de onda depende de la velocidad de propagación de una onda en ese medio (c), la cual corresponde al cociente entre la velocidad de la luz en el vacío y el índice de refracción de ese medio (n), la unidad para la longitud de onda es el micrómetro μm que equivale a 10^{-6} [m].

Las ondas electromagnéticas de longitudes de onda diferentes transportan cantidades de energía muy diferentes, y por lo tanto su comportamiento también lo es. Dependiendo de su comportamiento las ondas electromagnéticas se han agrupado en diversas categorías, las cuales se pueden observar en el espectro electromagnético de la Figura 1 el cual varía desde los 10^{-10} μm hasta los 10^{10} μm.

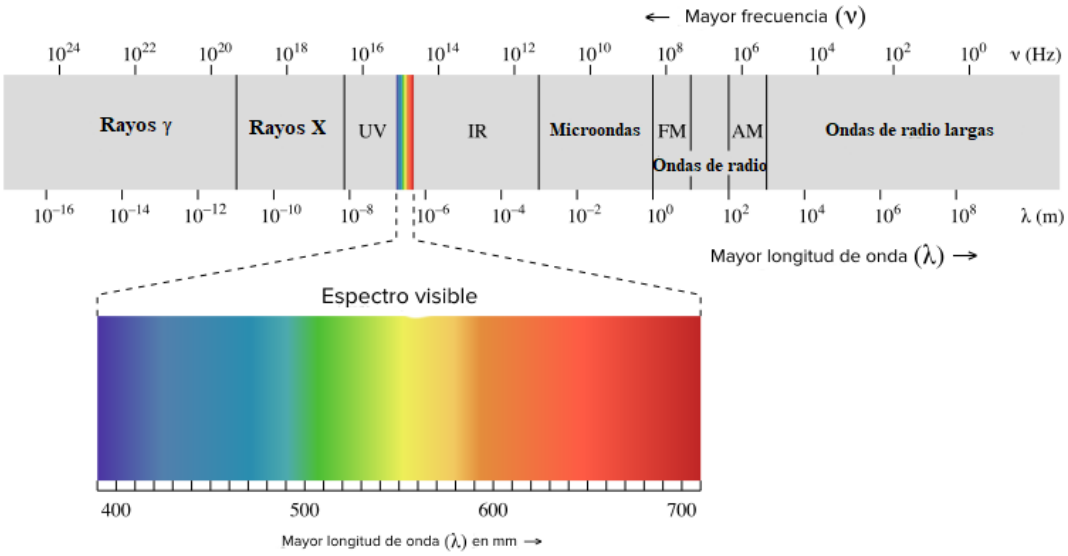


Figura 1: Espectro electromagnético. *Fuente: Chemwiki UC Davis*

Un cuerpo negro es un cuerpo idealizado el cual sirve como estándar para diversos análisis asociados a la radiación, se define como un emisor perfecto ya que emite de manera uniforme la radiación y un absorbedor perfecto ya que absorbe toda la radiación incidente sin importar la longitud de onda ni el tipo de radiación. La energía de radiación emitida por un cuerpo negro por unidad de tiempo y por unidad de área superficial se expresa por la ley de Stefan Boltzmann como:

$$E_b(T) = \sigma T^4 \quad \textbf{(1)}$$

Donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann con el valor de $5{,}67 \times 10^{-8}$ [$W/m^2/K^4$], y T es la temperatura absoluta de la superficie en K. Esta ecuación da el poder total de emisión de un cuerpo negro, el cual es la suma de la radiación emitida sobre todas las longitudes de onda. Wilhelm Wien en 1896 utilizó algunos argumentos termodinámicos en conjunto con datos experimentales para proponer una distribución espectral de la potencia emisiva de un cuerpo negro, es decir, una distribución del poder de emisión con respecto a la longitud de onda. Luego Max Planck en 1901 desarrolló una relación para el poder de emisión espectral de un cuerpo negro ($E_{b\lambda}$) conocida como "ley de Planck" (24). A continuación, en la Figura 2 se representa gráficamente la variación del poder de emisión espectral de un cuerpo negro con la longitud de onda para ciertas temperaturas.

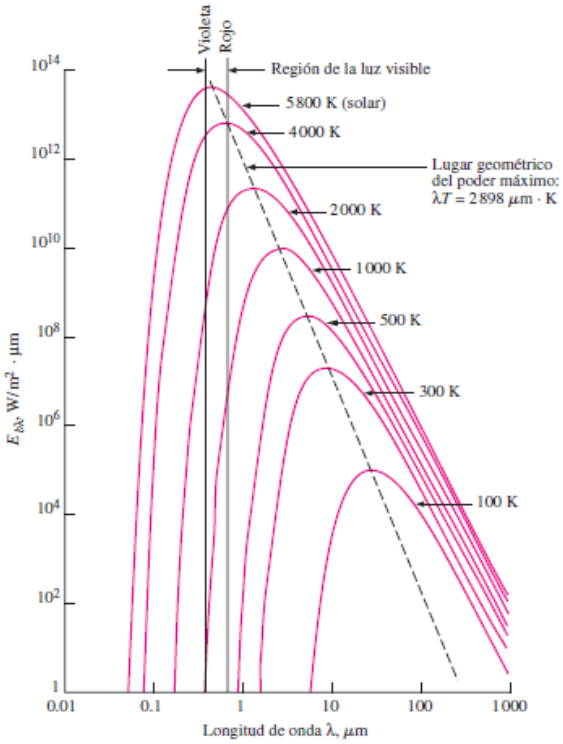


Figura 2: Curva de distribución de la energía emitida por un cuerpo negro en función de la longitud de onda. **(23)**

De esta figura se desprende que conforme aumenta la temperatura las curvas se van desplazando hacia la izquierda, es decir, se acercan a la región de longitudes de onda más cortas. La radiación emitida es una función continua de la longitud de onda, a cualquier temperatura se incrementa con la longitud de onda hasta llegar a un máximo, y luego decrece al seguir aumentando lambda. La longitud de onda a la cual se presenta el potencial máximo para una temperatura específica se expresa por la ley del desplazamiento de Wien y se puede observar en la curva de distribución presentada anteriormente.

3.2. Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de calor es el proceso donde se intercambia energía en forma de calor entre partes de un cuerpo o entre distintos cuerpos que se encuentren a diferente temperatura, ocurre desde un cuerpo más caliente a uno más frío hasta que ambos alcanzan el equilibrio térmico. La encontramos en todas partes, desde un complejo sistema de ingeniería hasta en el cuerpo humano, desempeña un papel

importante en el diseño de muchos de los aparatos con los que convivimos hoy en día. Existen tres mecanismos básicos para la transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

3.2.1. Conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las menos energéticas, se da entre dos cuerpos o fluidos en reposo y depende de la configuración geométrica de un cuerpo, su espesor, material del que está hecho, y la diferencia de temperatura a través de él. A partir de la Ley de Fourier se puede cuantificar la transferencia de calor:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA\frac{dT}{dx} \quad [W] \tag{2}$$

Donde ***k*** [W/m/°C] es la conductividad térmica del material, la cual es la medida de la capacidad de un material para conducir calor, por lo mismo existe un amplio rango de valores numéricos dependiendo si el cuerpo es un buen conductor (metales con un k alto) o un mal conductor (aislantes con un k bajo).

Usando la definición de derivada y la Ley de Fourier se puede expresar la TdC por conducción en diversas condiciones específicas como un régimen estacionario, uno transitorio sin generación de calor y estacionario sin generación de calor. Además, se puede obtener la fórmula para calcular la TdC en paredes planas, cilindros, y esferas. De forma compacta, la TdC por conducción se puede expresar como:

$$\frac{1}{r^n}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^n k\frac{\partial T}{\partial r}\right) + \dot{e}_{gen} = \rho C_p\frac{\partial T}{\partial t} \tag{3}$$

Si se trata de una pared plana n=0 y r=x, si es un cilindro n=1 y si es una esfera n=2.

3.2.2. Convección

La convección es el mecanismo de transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente que se encuentra en movimiento. Se puede clasificar en convección forzada o natural dependiendo de la manera en que se inicia el movimiento del fluido. En la convección forzada la materia es obligada a moverse de un lugar a otro, por ejemplo, con un ventilador o una bomba. La convección

natural en cambio puede ser producida sólo por las diferencias de densidades de la materia, donde el fluido caliente sube y el fluido frio baja. También se puede clasificar la convección como externa e interna, dependiendo si el fluido para por encima de una superficie o dentro de ella.

La razón de transferencia de calor por este mecanismo es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad [\mathrm{W}] \tag{4}$$

Donde h [W/m^2/K] es el coeficiente de transferencia de calor por convección, A_s [m^2] es el área superficial de la transferencia de calor, T_s es la temperatura de la superficie en °C, y T_∞ corresponde a la temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie en °C. El cálculo del coeficiente de convección depende de muchas variables específicas del fluido como: tipo de flujo (laminar o turbulento), viscosidad dinámica, conductividad térmica, calor específico, velocidad, además de la geometría de la superficie.

Para el caso de estudio se utilizó el análisis de la convección internar forzada y la convección natural, para saber si el fluido es laminar o turbulento basta analizar el número de Reynolds, si es menor a 2300 es laminar y si es mayor a 10000 es turbulento (23):

$$Re = \frac{\rho V_{prom} D_h}{\mu} \tag{5}$$

En un fluido tanto la capa límite de la velocidad como la térmica se desarrollan simultáneamente, por eso se utiliza también el número de Prandtl, el cual permite describir el espesor relativo de las capas límite estableciendo una relación entre la difusividad molecular de movimiento y de calor.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \tag{6}$$

Por último, el número de Nusselt es el predominante a la hora de obtener el coeficiente de convección ya que puede ser expresado de las siguientes formas:

$$Nu = CRe^m Pr^n \qquad Nu = \frac{hL}{k} \qquad \textbf{(7), (8)}$$

Donde m y n son exponentes constantes y C depende de la configuración geométrica, los valores de estos se pueden encontrar en la literatura para diferentes geometrías. En base a las fórmulas 12 y 13 se puede despejar el valor del coeficiente de convección "h".

Para el caso de la convección natural el régimen del flujo lo gobierna un número adimensional llamado número de Grashof, el cual representa la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre un fluido:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{v^2} \qquad \textbf{(9)}$$

Donde g es la aceleración de la gravedad [m/s^2], β [1/K] es el coeficiente de expansión volumétrica el cual representa la variación de la densidad de una sustancia con la temperatura a presión constante, L_c es la longitud característica del cuerpo en metros. Las correlaciones para el número de Nusselt en la convección natural también van a depender de la configuración geométrica del cuerpo y se expresan en términos del número de Rayleigh el cual se define como:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{v^2} \cdot Pr \qquad \textbf{(10)}$$

Todas las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de película $T_f = \frac{1}{2}(T_s - T_\infty)$.

3.2.3.Radiación

La radiación difiere con los otros mecanismos de transferencia de calor, ya que no requiere la presencia de un medio material para llevarse a cabo, además todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. Para este caso el tipo de radiación que interesa es la térmica, la cual puede definirse como aquellas ondas electromagnéticas que emite un medio debido únicamente a su temperatura (24), se encuentra entre los 10^{-1} µm y 10^2 µm por ende abarca la radiación ultravioleta y la infrarroja. La razón a la que una superficie absorbe radiación se determina a partir de:

$$\dot{Q}_{absorvida} = \alpha \dot{Q}_{incidente} \quad \textbf{(11)}$$

Donde α corresponde a la absortividad, la cual depende del tipo de superficie, la longitud de onda y de la temperatura. Por otro lado, existe una proporción de radiación que es reflejada por la superficie al no ser absorbida, que equivale a (1- α) $\dot{Q}_{incidente}$.

Para que exista transferencia de calor por radiación, debe existir una diferencia entre la razón de la radiación emitida por una superficie y la radiación absorbida por ella, si la absorción es mayor a la emisión, la superficie está ganando energía por radiación. La transferencia de calor entre una superficie y las superficies que la circundan se puede expresar como:

$$\dot{Q}_{radiación} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alrededor}^4) \quad \textbf{(12)}$$

Esta ecuación se cumple sólo cuando la superficie se encuentra encerrada por una superficie mucho más grande a cierta $T_{alrededor}$ [K] y separada por un gas que no interfiera en la radiación, de manera más sencilla: el gas puede ser el aire, la superficie el cuerpo de una persona y $T_{alrededor}$ la temperatura ambiente.

A diferencia de la convección y la conducción, la transferencia de calor por radiación puede ocurrir entre dos cuerpos, incluso si están separados por un medio que se encuentra a una temperatura inferior. Además, la transferencia de calor desde o hacia una superficie rodeada por aire ocurre de manera paralela a la convección o conducción entre la superficie y el gas, por lo tanto para el cálculo de la transferencia de calor se deben sumar las contribuciones de todos los mecanismos de TdC, utilizando un coeficiente combinado "$h_{combinado}$" que se explicará en el punto 3.2.4.

3.2.4. Resistencias térmicas

Si se desarrolla la ecuación (3) bajo un estado estacionario, sin generación de calor y teniendo la dependencia de la temperatura en una sola dirección, se obtiene para una placa plana lo siguiente:

$$\dot{Q}_{cond,pared} = kA \frac{(T_1 - T_2)}{L} \quad \textbf{(13)}$$

La ecuación (13) se puede reacomodar:

$$\dot{Q}_{cond,pared} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{pared}} \quad \textbf{(14)}$$

Donde R_{pared} corresponde a la resistencia térmica de la pared en contra de la conducción de calor, la ecuación anterior es análoga a la relación para el flujo de corriente eléctrica "I" expresada como:

$$I = \frac{(V_1 - V_2)}{R_e} \quad \textbf{(15)}$$

Donde $R_e = L/\sigma_e$ es la resistencia eléctrica y V_1-V_2 es la caída de voltaje a lo largo de la resistencia. En este caso la analogía sería que la corriente eléctrica es la razón de transferencia de calor, la resistencia eléctrica es la resistencia térmica y la caída de voltaje es la diferencia de temperatura. La resistencia térmica se puede aplicar a los tres mecanismos de transferencia de calor presentados anteriormente, y depende de las propiedades térmicas y de la configuración geométrica del medio.

Por lo tanto, realizando el mismo procedimiento que se hizo para la placa plana se pueden obtener las resistencias para cilindros y esferas:

Tabla 1: Flujo de calor y resistencia térmica a la conducción para cilindros y esferas.

Geometría	Flujo de calor	Resistencia térmica
Cilindros	$\dot{Q} = 2\pi Lk \frac{(T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)}$ [W]	$R_{cil} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk}$ [°C/W]
Esferas	$\dot{Q} = \frac{4\pi r_1 r_2 k(T_1 - T_2)}{r_2 - r_1}$ [W]	$R_{esf} = \frac{r_2 - r_1}{4\pi r_1 r_2 k}$ [°C/W]

Se puede utilizar la misma analogía para la convección, donde R_{conv} en este caso sería la resistencia térmica de la superficie contra la convección, a partir de la ecuación (4) se puede desprender la resistencia como:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_s} \quad [°C/W] \quad \textbf{(16)}$$

Cuando la superficie está rodeada por un gas, los efectos de la radiación puede que sean significativos y deben ser considerados. A partir de la ecuación (12) se puede expresar la razón de transferencia por radiación de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{rad} = h_{rad} A_s (T_s - T_{alrededor}) \quad [W] \tag{17}$$

Por lo tanto, la resistencia térmica viene determinada por $R_{rad}=1/h_{rad}A_s$ [K/W] y h_{rad} es el coeficiente de transferencia de calor por radiación:

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma\left(T_s^2 + T_{alrededor}^2\right)(T_s + T_{alrededor}) \quad [W/m^2 \cdot K] \tag{18}$$

El cual permite expresar la radiación en una forma conveniente similar a la convección, pero como se puede ver ambas dependen de distintas cosas.

Cuando una superficie se encuentra afecta a distintos mecanismos de transferencia de calor unidimensional en condiciones estacionarias se puede establecer una "red de resistencias", por ejemplo, para el caso de análisis: al interior de una habitación se encuentra un ducto cilíndrico por el cual pasa un fluido, la superficie se encontraría expuesta a convección interna y externa, además de conducción entre su pared interna y externa, por lo que la red de resistencias vendría determinada por:

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cond} + R_{conv,2} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_2 A} \tag{19}$$

Luego, la transferencia de calor entre el fluido externo e interno de la tubería es:

$$\dot{Q}_{total} = \frac{T_{fluido,i} - T_{fluido,e}}{R_{total}} \qquad [W] \tag{20}$$

3.3. Radiación Nocturna

. El 90% de la radiación atmosférica infrarroja total recibida a nivel del suelo proviene de los primeros 800-1600 m sobre la superficie (25) y los gases involucrados en ese tipo de radiación a ese nivel de suelo son el vapor de agua y el dióxido de carbono, siendo el principal contribuyente el vapor de agua (26). Al analizar por separado las propiedades de radiación de estos gases se puede observar que

el espectro de la atmósfera en la banda 8 a 13 μm es muy transparente en condiciones de cielo despejado, a lo que se le denomina "ventana atmosférica" (27).

El enfriamiento radiativo se basa en la pérdida de calor por la emisión de radiación térmica de onda larga hacia el cielo, debido a que la temperatura del cielo se encuentra constantemente más baja a la temperatura ambiente, sólo que en el día no es posible obtener un efecto de enfriamiento por la ganancia de calor a través de la radiación solar que absorben los cuerpos. El potencial de enfriamiento se puede expresar considerando el enfriamiento del agua, calculando la diferencia de energía antes y después de haber ingresado al radiador, utilizando la siguiente fórmula:

$$\dot{Q} = C_p \cdot \rho \cdot \Delta T \cdot \dot{m} \qquad [W] \tag{21}$$

C_p [J/kg/K] es la capacidad calorífica del agua, ρ [kg/m^3] es la densidad del agua y $\dot{m}$ es el caudal en [m^3/s]. Por otra parte, el potencial de enfriamiento neto para una superficie en el suelo que se encuentra expuesta a la atmósfera es una combinación entre la absorción de la radiación solar (durante el día) y la radiación térmica terrestre, que se puede expresar como:

$$Q_{enfriamiento,neto} = Q_{rad} - Q_{atm} - Q_{solar} \tag{22}$$

Donde Q_{rad} es la potencia de radiación térmica de la superficie, Q_{atm} es la potencia de radiación atmosférica absorbida por la superficie, y finalmente Q_{solar} es el poder de irradiación solar absorbida por la superficie.

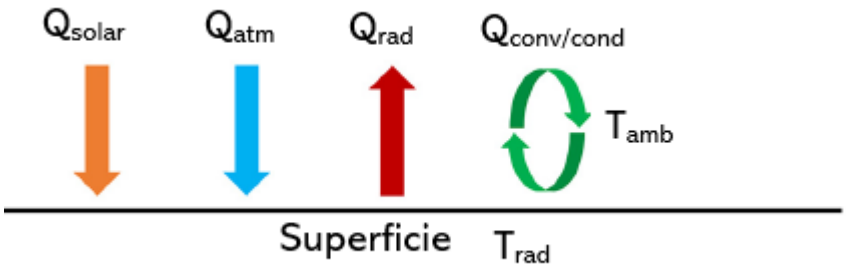


Figura 3: Balance de energía entre una superficie, el cielo, la atmósfera, el sol y el ambiente.

Para este caso, al sólo analizar el potencial de enfriamiento nocturno se omitirán los efectos de la radiación solar, y el cálculo del potencial de enfriamiento se hará como ya lo han hecho investigaciones anteriores (26), (28), (29). Además, el intercambio de calor presentado en la ecuación (22) no considera procesos de transferencia de calor que no sean radiativos, lo que prácticamente no ocurre en la realidad, por este motivo es que se deben considerar los efectos provocados por el ambiente a través de la convección y/o conducción (30):

$$\dot{Q}_c = \dot{Q_{rad}} + \dot{Q_{conv}} \quad [W] \tag{23}$$

Donde Q_c es el potencial de enfriamiento total, Q_{conv} el enfriamiento por convección del radiador, y Q_{rad} el poder de enfriamiento radiativo de onda larga, que para un radiador de área A y emisividad εr viene dado por:

$$\dot{Q}_{rad} = A \times \varepsilon_r \times \sigma(T_{rad}^4 - T_{cielo}^4) \tag{24}$$

La temperatura y emisividad de cielo son obtenidas mediante las fórmulas planteadas por Erell y Etzion en su análisis (31) y dependen de las condiciones ambientales ya que bajo condiciones de cielo despejado se ha desarrollado que la emisividad del cielo se relaciona directamente con la temperatura del punto de rocío (T_{rocio}):

$$T_{cielo} = [\varepsilon_{cielo} * (T_{amb} + 273)^4]^{\left(\frac{1}{4}\right)} - 273 \quad [°C] \tag{25}$$

$$\varepsilon_{cielo} = 0{,}741 + 0{,}00162 * T_{rocío} \tag{26}$$

El intercambio de calor entre la superficie radiadora y el ambiente a través de convección puede ser beneficioso o le puede jugar en contra al efecto del enfriamiento dependiendo de las condiciones que se generen, se puede expresar como la ecuación que se presenta a continuación donde h corresponde al coeficiente de transferencia de calor por convección. Afortunadamente, el análisis del flujo de viento sobre superficies de placas planas rectangulares ha sido bien estudiado (32), (33) y para superficies sin una pantalla de viento, como es el caso, el coeficiente de convección viene dado por la ecuación (28), y depende linealmente de la velocidad del viento.

$$\dot{Q}_{conv} = h_c * A_p * (T_{rad} - T_{amb}) \quad (27)$$

$$h_c = a + b * v \quad (28)$$

Para este caso los valores de a y b fueron obtenidos a través de la ecuación planteada por Molineaux, Lachal y Guisan (34) donde a=3,1 y b=4,1, ya que ha sido utilizada con anterioridad para velocidades de viento pequeñas.

3.4. Pérdidas de carga en tuberías

El flujo de un líquido en una tubería viene acompañado de una pérdida de energía, la cual está asociada a la fricción de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las contienen. Dicha pérdida puede ser regular o singular, la primera se produce por las tensiones viscosas originadas por la interacción entre el fluido que está pasando y las paredes de la tubería. La segunda se refiere a las pérdidas puntuales que se generan debido a cambios en las condiciones del flujo, como cambios de dirección, reducciones o expansiones de área en la sección transversal de la tubería, válvulas, entre otros. Aplicando la conservación de energía a través de la ecuación de Bernoulli en dos tramos de una tubería se obtiene lo siguiente:

$$(z_2 - z_1) + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g} + \frac{(p_2 - p_1)}{\gamma} + h_f = 0 \quad (29)$$

Donde h_f son las pérdidas de carga, si además agregamos que la tubería es horizontal ($\Delta z = 0$), con una sección transversal uniforme y un flujo desarrollado ($\Delta V = 0$) tenemos que:

$$h_f = \frac{\Delta p}{\gamma} \text{ [m]} \quad (30)$$

Realizando un balance de cantidad de movimiento a un tramo específico de una tubería se llega a que la pérdida de carga es proporcional al esfuerzo de corte en la pared del tubo y a la relación L/D. Para este caso se utilizó la ecuación de Darcy-Weisbach, la cual muestra que para flujo turbulento la pérdida de carga es proporcional al cuadrado de la velocidad:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \text{ [m]} \quad (31)$$

Donde f corresponde al coeficiente de fricción de Darcy, el cual estipula que este valor depende de tres factores: el número de Reynolds, la rugosidad absoluta del material $\epsilon[mm]$ y la forma del ducto. El número de Reynolds determina si el flujo es laminar (Re≤2000), de transición (2300<Re≤4000) o turbulento (Re>4000) (35). Para flujos laminares se genera la siguiente relación: f =64/Re, mientras que para los flujos de transición y turbulentos es necesario ingresar al diagrama de Moody (más adelante) por la abscisa con el número de Reynolds obtenido y por la ordenada con la rugosidad relativa del material (ϵ/D), para finalmente encontrar el coeficiente de fricción.

Las pérdidas singulares (h_L) pueden ser calculadas mediante el cociente entre las pérdidas de carga a través del elemento y la altura cinemática $V^2/(2g)$ del sistema de tuberías, el cual se denomina coeficiente de pérdidas K_L:

$$h_L = K_L \frac{V^2}{2g} \text{ [m]} \quad \textbf{(32)}$$

Hoy en día existen valores predeterminados del coeficiente de pérdida para las distintas singularidades presentes en una tubería, los cuales dependen del material y del diámetro, por lo que se hace fácil encontrarlos en la literatura, además algunos fabricantes publican los valores en sus catálogos para una mayor facilidad en el diseño de sistemas.

Una tubería puede tener varias pérdidas singulares asociadas a codos, válvulas, u otros componentes, y éstas pueden sumarse si es que el diámetro de la tubería es constante. Por lo tanto, las pérdidas totales se expresan como:

$$\Delta h_{total} = h_f + \sum h_L = \frac{V^2}{2g}\left(f\frac{L}{D} + \sum K_L\right) \text{ [m]} \quad \textbf{(33)}$$

3.5. Sistemas de Integración

Si bien en este estudio sólo se aplicara un sistema de enfriamiento nocturno utilizando agua como fluido, existen otros métodos de integración que también se encuentran en desarrollo y han generado

buenos resultados. Uno de ellos es utilizar aire como fluido, los sistemas que utilizan esta masa térmica pueden ser pasivos o activos, es decir la ventilación que se genera entre la placa y la instalación puede ser natural o forzada. Distintos estudios se han hecho evaluando el potencial de este fluido, adecuando la vivienda de tal manera que en el techo o cobertizo de ésta se genere una ventilación óptima. Estos sistemas son bastante simples y su instalación es más económica que la del agua, pero se necesita una amplia área para maximizar el contacto térmico con el aire y para que la disminución de temperatura al ambiente sea considerable (36). Otra desventaja es que la integración arquitectónica es bastante pobre, ya que el sistema la mayoría de las veces sólo se puede instalar en el último piso de un edificio, y en el techo de una casa. En Grecia, se realizó un experimento a través de un radiador nocturno de aluminio pintado con una apropiada pintura (Figura 4) para enfriar el aire ambiente por debajo de su temperatura inicial en los meses de verano. La comparación fue entre la temperatura del aire interior a la zona térmica conectada con el radiador, con los de una zona similar sin ningún sistema de refrigeración. Las pruebas se hicieron durante el periodo de horas entre las 10:00 pm y las 6:00 am, entregando como resultado una variación de temperatura desde los 2,5 y 4,1 °C, intensificándose esta diferencia en las últimas horas de la noche (37).

Figura 4: Serpentín metálico para enfriar ambientes utilizando aire en Grecia.

Otro método de enfriamiento consiste en los sistemas híbridos, debido a que se ha descubierto que una combinación de enfriamiento nocturno por radiación y otros sistemas relacionados con energía

son capaces de explotar de mejor manera los recursos de refrigeración. Algunas de las que ya se han analizado son:

Nro	Complemento
1	Térmico-Fotovoltaico
2	Material de cambio de fase PCM
3	Enfriamiento Evaporativo
4	Termosifón- Bomba de tubos
5	Desecante solar
6	Muro colector solar
7	Rechazador de calor de equipos de fuente fría

Tabla 2: Sistemas que han sido complemento del enfriamiento nocturno

Los tres primeros han tenido buenos resultados en conjunto, pero pierden eficiencia para realizar la función para lo que están hechos. Por ejemplo, la técnica de almacenamiento de calor basado en material de cambio de fase (PCM), utiliza las temperaturas nocturnas para cargar el material de almacenamiento y luego actuar como un disipador de calor para el ambiente caliente durante el día en condiciones climáticas cálidas y secas (38), pero sus desventajas incluyen corrosión, inestabilidad y tendencia al enfriamiento, además de la segregación de fase lo que implica que no se puede obtener una temperatura "media" ya que para que el material sirva de almacenamiento tiene que ocurrir el cambio de fase, y eso ocurre a temperaturas muy específicas. No como el agua, la cual tiene un amplio rango de temperatura manteniendo un mismo estado. Para el caso del térmico-fotovoltaico resulta un desafío obtener el máximo rendimiento en la producción de energía y a la vez lograr el máximo enfriamiento posible, por lo que generalmente estos sistemas no son eficientes al cien por ciento por separado, pero si sirven para aprovechar los efectos en conjunto.

3.6. Techos radiantes

Normalmente nos encontramos con sistemas radiantes con el fin de calefaccionar un ambiente al circular un fluido caliente a través de una tubería de PEX, PVC, PPR o cobre instalada dentro del

piso. La energía generada viaja a través de la superficie sin calentar el espacio de por sí, más bien nivela la temperatura de los objetos que se encuentran a una temperatura más baja.

Para este caso el enfriamiento radiante se comporta de la misma manera, se hace pasar un fluido frio a través de tuberías normalmente ubicadas en paredes y techos debido a que posee un mayor coeficiente de transferencia de calor como se muestra en la Figura 5. A diferencia de los sistemas convencionales, los cuales en su mayoría son sólo de aire y utilizan sólo convección para disminuir la temperatura de la habitación, los techos radiantes usan una combinación entre radiación y convección. Si bien los porcentajes de cada uno depende de diversos factores, la mayoría de las veces la radiación se lleva más del 50% y sus beneficios son mayores ya que logran una estratificación de la temperatura del aire mucho mejor y se evitan las molestas e insanas corrientes de aire helado generando una sensación térmica agradable (Figura 6).

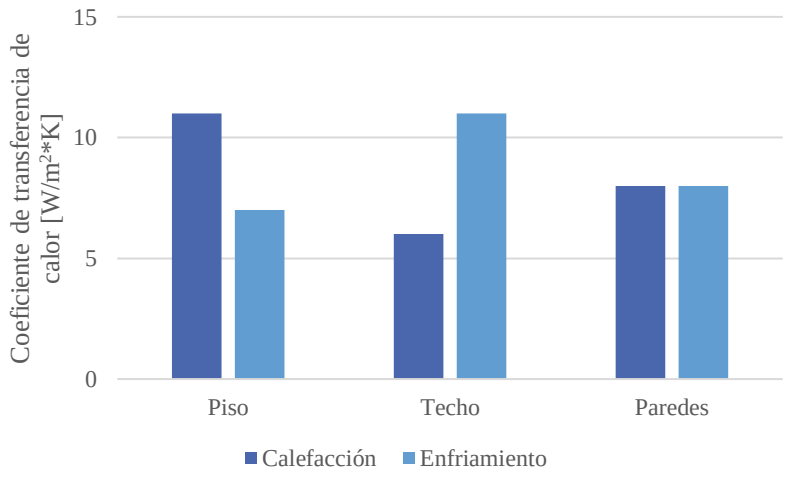


Figura 5: Calentamiento y enfriamiento a través de superficies. *Fuente: Free Cooling Guide by Uponor: Cooling integration in low-energy houses.*

La combinación de estos dos efectos aumenta significativamente el rendimiento de un techo radiante en comparación con un piso radiante, ya que los paneles radiantes del techo se enfrían, y en lugar de emitir radiación infrarroja estos absorben la salida térmica de los objetos, personas, superficies y además al estar ubicado en la parte superior de la habitación el aire en contacto con el

techo se enfría, se vuelve más denso y por lo tanto se mueve hacia abajo generando convección natural.

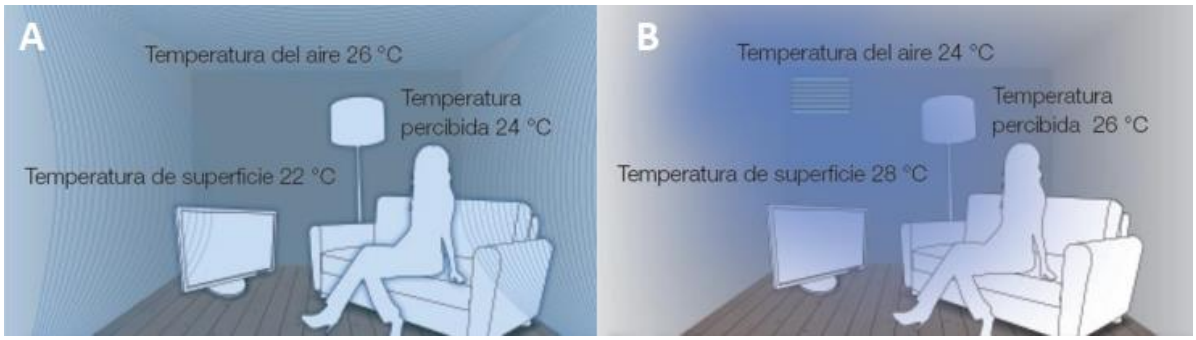


Figura 6: Comparación entre una climatización mediante superficie radiante (A) y aire (B). *Fuente: https://www.zehnder.es*

4. METODOLOGÍA

4.1. Zona de medición

El lugar donde se realizaron las pruebas corresponde al Laboratorio de Energías Renovables "LER" ubicado en la sede Viña del Mar de la Universidad Técnica Federico Santa María, por un periodo de una semana a partir del 8 de enero del 2019. A través de la plataforma "Explorador solar" (39) dispuesta por el Ministerio de Energía se obtuvieron datos asociados a la ubicación exacta del laboratorio para obtener las condiciones meteorológicas comunes de ciertos meses.

Latitud	33.0398 °S
Longitud	71.4857 °O
Elevación	143 m

Tabla 3: Características topográficas del sitio seleccionado.

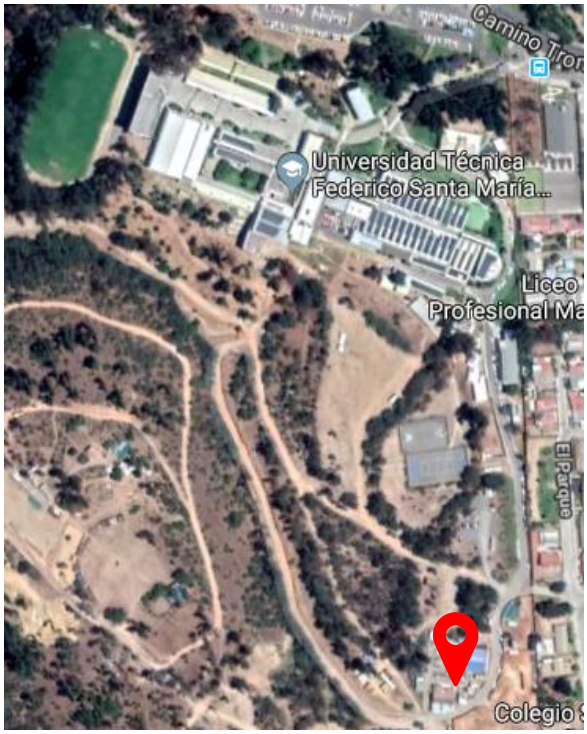


Figura 7: Imagen Satelital de la ubicación del Laboratorio.

4.1.1. Vivienda

La vivienda utilizada cuenta con 23 m^2 de superficie y 2,4 metros de altura habitable. La materialidad de los muros es de paneles SIP, las ventanas son de termo panel y corresponden al 8,6% de la fachada

vertical. El entretecho es ventilado y posee una mayor inclinación hacia el norte. El lado derecho de la Figura 8 corresponde a la fachada Norte y el extremo izquierdo corresponde a la fachada Sur. El radiador se ubicó sobre el techo que mira hacia el sur (1), la bomba y el tanque se instalaron en el entretecho (2) y finalmente la unidad terminal al interior de la casa (3).

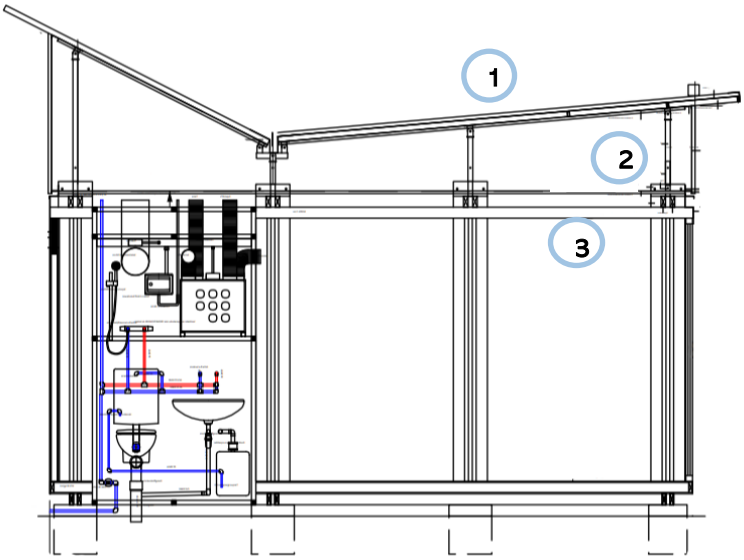


Figura 8: Vista lateral de la vivienda, se identifican los tres sectores utilizados.

4.1.2. Características meteorológicas del sitio

- ***Radiación***: La ubicación correspondiente al LER presenta un promedio anual de radiación global en plano inclinado de 5,26 kWh/m^2/día y de 4,83 kWh/m^2/día. A diferencia del norte del país, donde el promedio de la radiación global horizontal alcanza los 7,3 kWh/m^2/día y de Punta Arenas, donde este mismo factor desciende a 3,02 kWh/m^2/día. Es decir, se encuentra dentro de la zona "media" del territorio nacional.

Tabla 4: Radiación incidente en un plano con inclinación igual a la latitud del sitio (33°) en unidades de [kWh/m^2/día].

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Directa	4.89	4.83	4.69	3.91	2.87	2.92	3.02	3.34	4.02	4.47	4.75	4.93
Difusa	1.41	1.28	1.15	0.97	0.83	0.69	0.75	0.92	1.15	1.37	1.43	1.42
Suelo	0.14	0.12	0.1	0.07	0.05	0.05	0.05	0.06	0.09	0.11	0.13	0.14
Global	6.44	6.23	5.94	4.95	3.75	3.66	3.82	4.32	5.26	5.95	6.31	6.49

- ***Nubosidad***: La nubosidad es la componente atmosférica que remueve la mayor cantidad de radiación incidente, lo cual afecta directamente el potencial de enfriamiento, debido a que interfiere la transferencia de calor entre la placa radiadora y el cielo nocturno. En la mayor parte del país se utilizan imágenes del canal visible en la detección de nubosidad, por este motivo los datos correspondientes a este punto sólo se encuentran disponibles para las horas diurnas, es decir desde las 06:00 hasta las 19:00.

  Si bien no se encuentran los datos de nubosidad para el periodo nocturno asociados al sitio de prueba, si se puede desprender que presenta un porcentaje de nubosidad diurna por mes bastante constante dentro del año, siendo el máximo un 16% en agosto, y el mínimo un 11,78% en marzo, con un promedio anual de 13,8%. A diferencia de ciudades pertenecientes a los valles, en las cuales existen mínimos y máximos cercanos al 5% en época de verano y 19% invierno.

- ***Temperatura:*** La zona costera de la quinta región se caracteriza por tener amplitudes térmicas bastante acotadas durante un día, mes y año con respecto a otras zonas del país. En la Figura 9 es posible observar las variaciones de temperatura a lo largo de un día durante todos los meses del año, donde en enero a pesar de ser verano se puede notar que en el periodo nocturno las temperaturas son frescas y frías en algunos casos.

  Los datos del presente gráfico corresponden a la estación meteorológica del aeropuerto de Viña del Mar, los registros obtenidos abarcan información desde 1980 hasta el 2016 y se corrigen tomando en cuenta la diferencia de altitud entre la estación y Viña del Mar a través de “International Standard Atmosphere” (40).

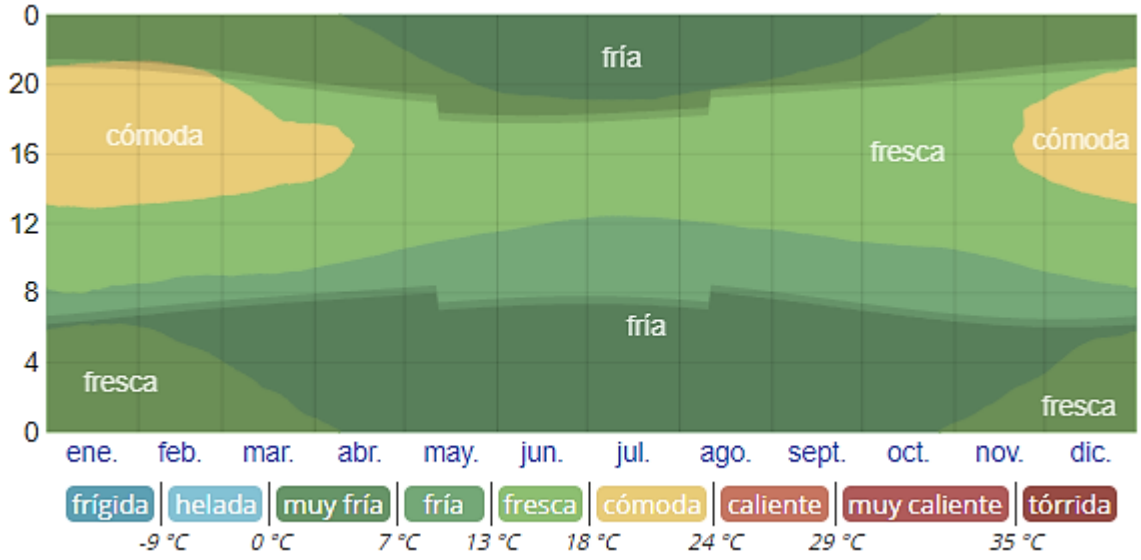


Figura 9: Temperatura promedio por hora de todo el año en Viña del Mar

Todos los datos que corresponden a las condiciones meteorológicas de la fecha y lugar de estudio se descargaron a través de la *Red de Estaciones Automáticas de la Dirección Meteorológica de Chile* (3), dicha información se encuentra registrada por minuto e incluye velocidad del viento, temperatura bulbo seco y punto de rocío, % de humedad relativa, presión [hPa] y agua caída. La estación utilizada fue la más cercana a la ubicación del LER correspondiente al Jardín Botánico de Viña del Mar. Se utilizaron sólo los primeros cuatro datos mencionados para el análisis del sistema, a continuación, se muestran algunas de las condiciones mencionadas para el 12 y 13 de enero del 2019.

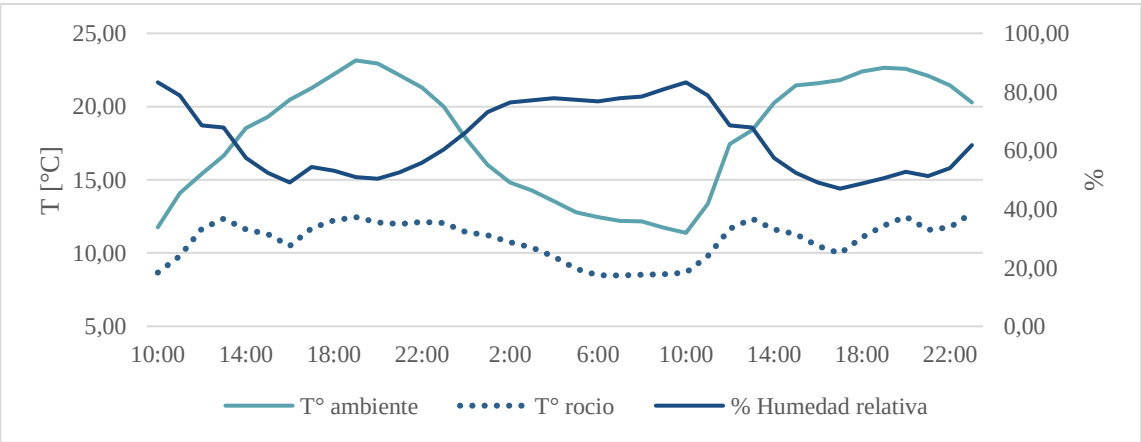


Figura 10: Condiciones meteorológicas para el 12 y 13 de enero del 2018 en el LER.

4.2. Componentes

El sistema cuenta con cuatro componentes principales para su funcionamiento: tanque almacenamiento, bombas, radiador y una unidad terminal. Se siguió la distribución realizada por diversos estudios , (21), (16), (41) que incluyen algunos o todos los componentes mencionados. Se generaron dos subsistemas, uno encargado de generar un circuito entre el radiador nocturno y el tanque de almacenamiento para enfriar el fluido durante la noche (Figura 11).

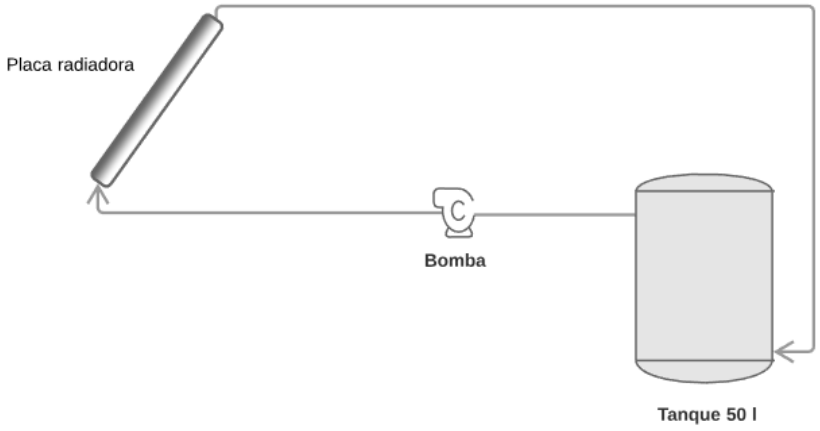


Figura 11: Esquema de subsistema 1

Y otro que se encargara de absorber calor al interior de la casa a través de un techo radiante (Figura 12). Para ambos sistemas se utilizó el mismo tanque de almacenamiento, donde el fluido entraba y salía con la ayuda de dos bombas.

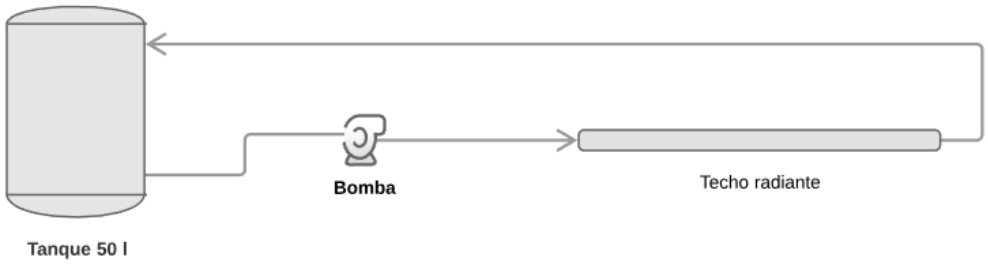


Figura 12: Esquema del subsistema 2.

En conjunto, la distribución de los componentes en la vivienda se ve representada en la Figura 13, donde la enumeración que aparece corresponde a los sensores de temperatura que serán descritos

más adelante, en conjunto con el desglose de sus componentes y la descripción de la instalación del sistema.

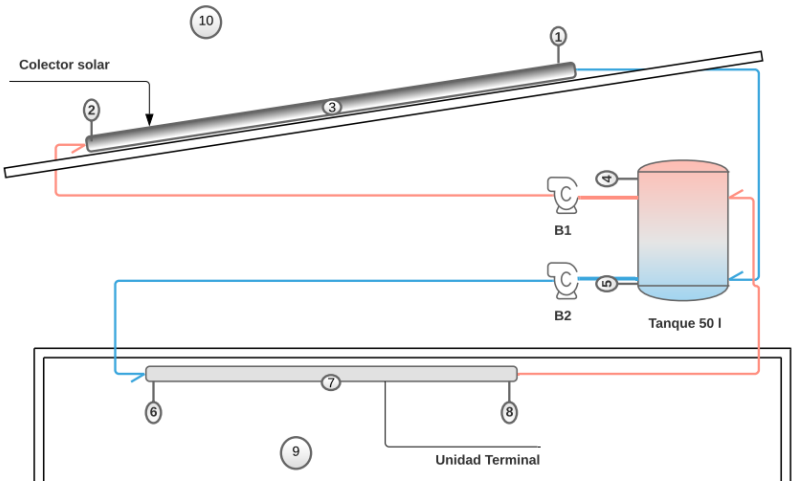


Figura 13: Esquema sistema de enfriamiento con agua.

4.2.1.Radiador

En base a los experimentos ya realizados se utilizó un colector solar plano (9) similar al de la Figura 14, el cual fue modificado para su uso como radiador, ya que no son fabricados precisamente para la aplicación de la radiación nocturna. Se le quitó la cubierta de vidrio, pese a no tener 100% de certeza sobre su mejor funcionamiento si se obtuvieron mejores resultados cuando el colector se encontraba sin esta (8).

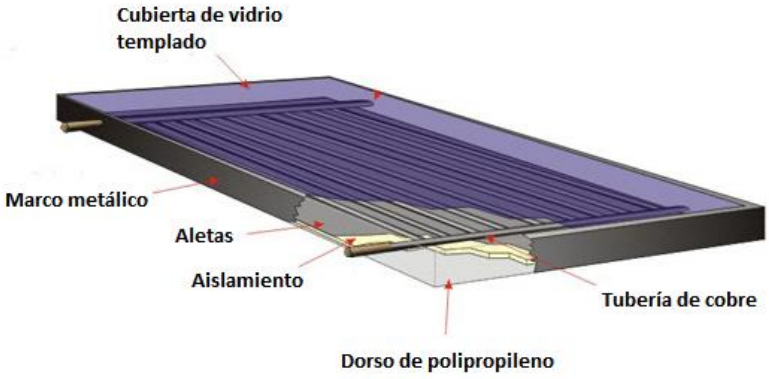


Figura 14: Ilustración colector solar utilizado y sus partes previos a la modificación.

Debido a que el colector no fue construcción propia, las medidas y características específicas venían ya definidas y dependen de su arquitectura y composición. Contaba con 8 tubos de cobre de 8 mm de diámetro cada uno y dos tubos cabezales de 3/4'', las aletas también son de cobre y poseían una aplicación de pintura negra, el área de superficie hacia el cielo era de 2 m^2.

4.2.2. Unidad Terminal

Se decidió utilizar un radiador de cobre como intercambiador de calor entre el aire de la habitación y el fluido dentro de los tubos (Figura 15). Si bien existen otros materiales utilizados para la aplicación de techos radiantes, se eligió el cobre por su alto coeficiente de conductividad térmica, además para tener algún efecto utilizando los materiales mencionados en el punto 3.6 se necesita cubrir prácticamente todo el techo, o hacer pasar un fluido mucho más frío. La unidad posee medidas de 1,2 m de largo x 1 m ancho, los tubos del serpentín son de 3/4'' de diámetro, mientras que los cabezales de 1/2'' de diámetro.

Figura 15: Radiador de cobre utilizado como Unidad Terminal del circuito.

4.2.3. Tanque Almacenamiento

Para el tanque de almacenamiento se utilizó un bidón de 50 litros de capacidad, su carcasa es de polietileno de alta densidad (PEAD). Para facilitar el análisis de transferencia de calor en el tanque, se consideró la geometría de un cilindro vertical.

Figura 16: Tanque almacenamiento.

Características:

Altura: 0,70 [m]

Diámetro: 0,35 [m]

Emisividad: 0,94 [-]

Conductividad: 0,44 [W/m°C]

Espesor: 0,002 [m]

Masa de agua: 50 [kg]

4.2.4.Bomba

El sistema debía funcionar en horarios específicos por lo que se necesitaba de una circulación forzada, es decir de una bomba. Como nos encontramos bajo un proceso de enfriamiento, la elección de ella era sumamente importante para evitar ganancias de calor hacia el fluido. Se calcularon las pérdidas de carga de ambos subsistemas, para determinar su curva y establecer que bomba se adecuaba mejor a las necesidades. Previo a este cálculo se determinó el caudal al que debía funcionar el sistema, se recurrió a la literatura para comparar los caudales que han sido utilizados y los resultados que se obtuvieron para luego poder simular con un rango más acotado. Las variaciones iban desde los 0,15 hasta 1 [l/min/m^2] como lo presenta Meir, Erell, Eicker, entre otros (26), (31), (41), (22), (28), y (42).

En tres de ellos (31), (41), (22) se determinó que los beneficios de un caudal alto son limitados y que generaban rendimientos decrecientes, ya que si bien al aumentar el flujo másico se conseguía un aumento en la potencia de enfriamiento este incremento no era lineal, ya que llegado un momento la temperatura no iba a poder ser más fría por lo que seguir aumentando el caudal después de cierto punto era despreciable, y lo único que se genera es un aumento en el consumo de la bomba, por lo tanto el proceso se vuelve menos eficiente.

Para el cálculo de las pérdidas de carga fue necesario saber los metros de tubería de cada componente y sistema, las singularidades, sus respectivas cantidades y coeficientes de pérdida asociados (43).

Componente	Metros de tubería [m]	Diámetro interno [mm]	Singularidad	Cantidad	Coef de pérdidas K
Techo radiante	14	12,7	TE (caudal convergente)	10	1,2
			TE (caudal divergente)	10	0,8
Radiador	18	19,05	TE (caudal convergente)	8	1,2
			TE (caudal divergente)	8	0,8
Subsistema 1	9	20	Codos 90°	6	1,2
			Llave bola 1/4 abertura	1	5
Subsistema 2	6	25	Codos 90°	7	1,2

Tabla 5: Información con respecto a las singularidades existentes en los componentes principales y subsistemas.

Luego de calcular las pérdidas regulares y singulares a través de la ecuación (33) se modeló la curva del sistema, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$H = H_z + K_{total} \cdot Q^2 \quad [m] \tag{34}$$

Donde Hz corresponde a la diferencia de altura del subsistema, para el caso del subsistema 1 corresponde a 0,7 [m] y del subsistema 2 0,5 [m], Q es el caudal en m^3/s y K_{total} equivale al coeficiente de todas las pérdidas del sistema:

$$K_{total} = \frac{f(L + \sum L_e)}{D} \cdot \frac{1}{2gA^2} \tag{35}$$

L_e no es más que el largo equivalente en metros de las pérdidas singulares $L_e = K_L D/f$. Como se puede observar en la Figura 17: **Curvas de subsistemas para la elección de bombas.**Figura 17 las pérdidas de cada subsistema fueron bastante pequeñas para un amplio rango de caudales, lo que significa que se debía buscar una bomba de baja potencia que cumpliera con los requisitos básicos.

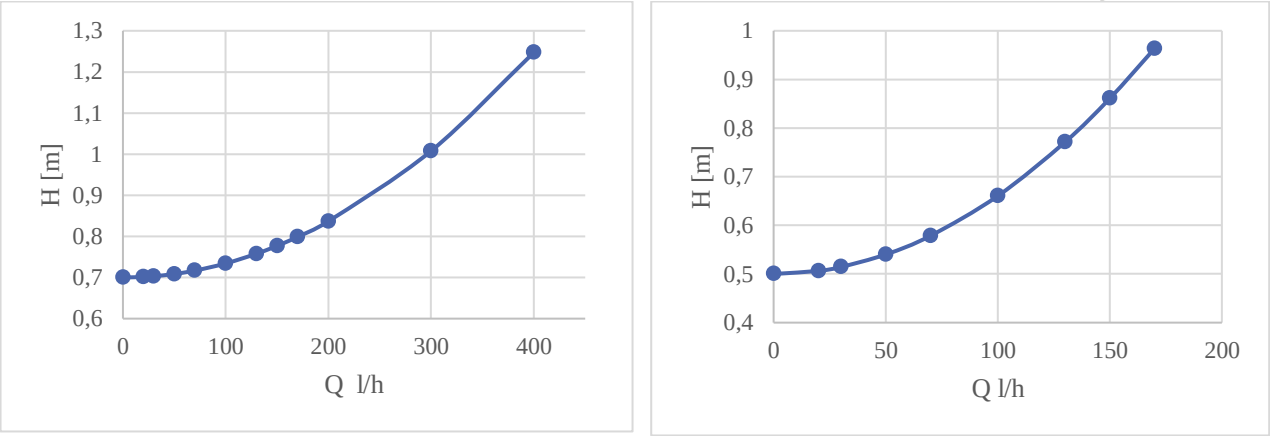


Figura 17: Curvas de subsistemas para la elección de bombas.

Las bombas que cumplían con los requisitos de no sobrepasar la potencia necesaria fueron las bombas de piletas o peceras, las cuales trabajan desde los 50 [l/h] hasta los 3700 [l/h] y poseen una potencia que va desde los 3,8 [W] a los 50 [W], la escogida fue la bomba Idra de la marca Sicce para ambos subsistemas, ya que poseía baja potencia y un caudal regulable hasta los 1300 l/h.

Ficha técnica:	**230 V- 50Hz**
Potencia absorbida:	22 W
Altura máxima:	2,2 H-m
Tasa de flujo:	1300 l/h
Amperaje:	0,2 A
Diámetro de salida:	20 mm
Dimensiones:	86x83x72 mm

Figura 18: Ilustración Bomba Sumergible Idra y ficha técnica.

4.3. Unidad de Medición

La recopilación de datos estuvo a cargo de un detector de temperatura resistivo, RTD de sus siglas en inglés (*Resistance temperature detector*). Son transductores de temperatura y se basan en la dependencia de la resistencia eléctrica de un material con la temperatura:

$$R = R_0 \times (1 + \alpha \times \Delta T) \quad \textbf{(36)}$$

Donde:

R: Variación de la resistencia
R_0: Resistencia a la temperatura de referencia T_0.
α: Coeficiente de temperatura del conductor especificado a 0°C.
ΔT: Desviación de la temperatura respecto a T_0, (ΔT=T-T_0).

Es decir, son capaces de transformar una variación de temperatura en una variación de resistencia eléctrica. El tipo de RTD utilizado fue el PT100, los cuales están hechos de platino y presentan una resistencia de 100ohms a 0 °C, son dispositivos muy lineales en un gran rango de temperaturas. Se utilizó un tipo para medir las temperaturas del fluido en distintos puntos, y otro para medir la temperatura de superficie del colector y unidad terminal, las cuales fueron registradas cada 10 minutos.

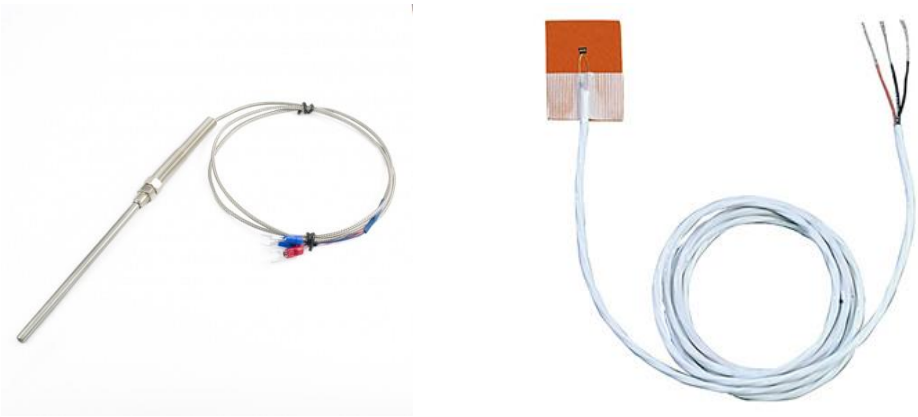


Figura 19: Sensores PT100 de inserción y superficie respectivamente.

La obtención de datos fue diferente para ambos sensores, en el caso de las temperaturas de superficie los datos se fueron almacenando en un data logger *TinyTag*, ya que este tipo de sensor se encontraba en el LER y la salida no era compatible con el modo digital que se tenía pensado para los demás sensores. En este caso sólo era posible observar los datos al momento de descargarlos de la unidad data logger, procedimiento que debía ser manual a través del programa TinyTag.

Para los sensores de inserción, se utilizó otro sistema de recopilación de datos para que la información pudiera obtenerse a través de retransmisión, que consiste en la distribución digital de contenido multimedia a través de una red de computadoras/smartphone, de manera que el usuario utiliza

los datos a la vez que los descarga. Cuando el sensor PT100 captaba la señal análoga correspondiente a la resistencia detectada, ésta era enviada al módulo conversor el cual la transformaba en señal digital, dicha señal viajaba hacia un microcontrolador. El microcontrolador tiene la función de capturar el dato, en conjunto con el tiempo de captura y generar un paquete de información, luego el paquete se codifica y se envía a través de una señal inalámbrica hacia el router. Este último dispositivo se encontraba conectado a la red wifi de la Universidad, a partir de eso se realizó una extensión con una nueva red para simplificar y hacer más seguro el proceso. La señal recibida por el router es enviada a través de internet a una base de datos, donde se recopilan todos los datos obtenidos de los distintos sensores. Finalmente, los datos que ya se encuentran almacenados pueden ser consultados a través de una plataforma web la cual permite mostrar la información de una manera más ordenada como se puede observar en la Figura 20.

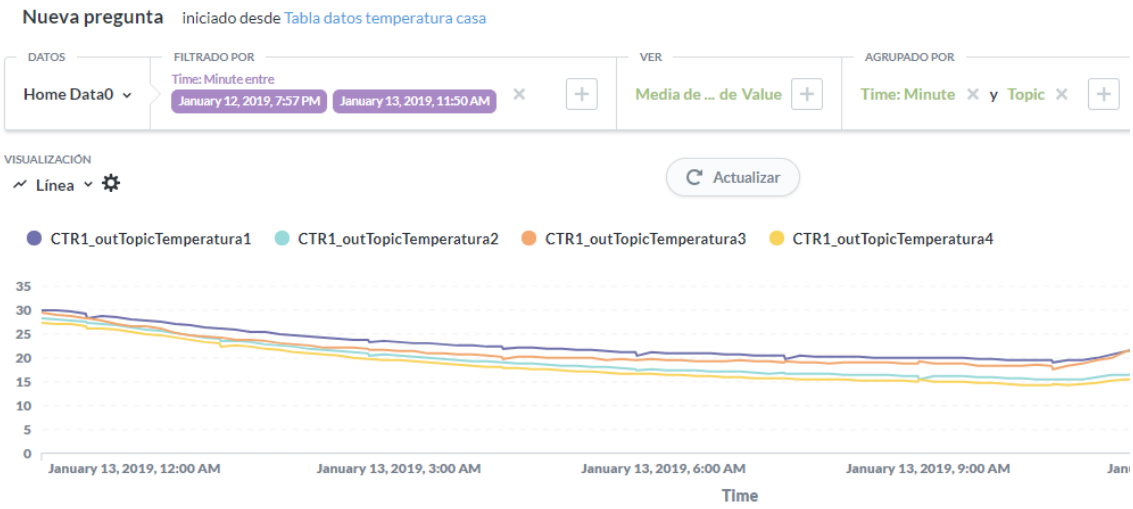


Figura 20: Vista plataforma de datos.

Seis mediciones se registraron con el sensor de inserción, dos con el de superficie y una con un sensor especial para ambientes. Mientras que la temperatura exterior de la vivienda fue obtenida a través de la Red de Estaciones Automáticas de la Dirección Meteorológica de Chile, dicha información se encuentra registrada cada un minuto e incluye velocidad del viento, temperatura bulbo seco y punto de

rocío, % de humedad relativa, presión [hPa] y agua caída. La estación utilizada fue la más cercana a la ubicación del LER correspondiente al Jardín Botánico de Viña del Mar. Si bien existía una estación meteorológica en la vivienda, ésta no se encontraba funcionando en el periodo de prueba y se recurrió a datos externos.

En la Figura 13 se muestra la distribución de los componentes del sistema, además de la enumeración de los sensores, a continuación se muestra una especificación de la medida que tomó cada sensor:

Tipo de sensor	Medición	N° con respecto al esquema
Inserción	- Salida del colector - Entrada al colector - Parte superior del tanque - Parte inferior del tanque - Entrada a la unidad terminal - Salida de la unidad terminal	1;2;4;5;6;8
Superficie	- Superficie del colector y de la unidad terminal	3;7
Ambiente	- Interior y exterior de la vivienda	9;10

Tabla 6: Tipo de sensor y su respectiva medición.

4.4. Instalación

El subsistema 1 comenzó a instalarse en diciembre del 2018, el radiador se instaló en el techo de la vivienda con orientación al sur y 30° de inclinación aproximadamente, para disminuir los efectos de la radiación solar incidente diurna.

Figura 21: A la derecha se encuentra el radiador instalado en el techo de la vivienda.

Para unir los componentes se utilizaron tuberías de PPR de 20 mm de diámetro. Posterior a la instalación del radiador y a la unión de las salidas de éste a la tubería de PPR se trabajó con el tanque de almacenamiento. Se le realizaron seis perforaciones correspondientes a las entradas y salidas del sistema, además de los orificios para los sensores de temperatura, al final de la instalación se sellaron todas las perforaciones realizadas al tanque para evitar filtraciones. En la Figura 22 se puede apreciar el tanque durante la preparación de orificios y luego con todas las entradas, salidas y sensores del sistema.

Figura 22: Ilustración del tanque durante y finalizado el proceso de inserción de entradas respectivamente.

La bomba no podía ser conectada al resto del sistema a través de PPR, debido a que la boquilla no correspondía ni al material adecuado ni al diámetro de la tubería del sistema. Por este motivo se le conectaron dos trozos de manguera a la entrada y salida de la boquilla para luego ser insertada en un tubo PPR a presión, ya que de igual manera no era un material apto para fusionarlo. Todas las uniones de las tuberías se hicieron a través de la fusionadora de PPR, herramienta que calienta ambos extremos a unir y los junta a medida (Figura 23). Cabe mencionar que este proceso se realizó con las dos bombas utilizadas.

Figura 23: Unión tubería PPR mediante fusionadora.

Finalmente, la instalación de la unidad terminal se realizó en el techo interior de la casa, el cual debió ser perforado para introducir la tubería desde el entretecho hacia la habitación. Además, se instalaron dos perfiles metálicos en forma de U para que pudieran sostener la unidad terminal por los bordes más largos y no hubiera necesidad de anclar el radiador de cobre directamente al techo, ambos se pueden apreciar en la Figura 24.

Figura 24: Instalación unidad terminal.

Debido a que el caudal entregado por la bomba podía ajustarse manualmente se dejó en el mínimo para el subsistema 2, lo que según la curva de la bomba debería estar cerca de los 100 [l/h]. Para el subsistema 1 no fue posible realizar lo mismo, y se debió regular el caudal mediante llaves. Se agregaron una llave de bola al circuito justo después la bomba para poder regular el caudal y disminuirlo.

Se midieron distintos caudales según la abertura que se le daba a la llave 25%, 50%, 75% y 100%, siendo el primero lo mínimo que se podía abrir ya que la llave no poseía la suficiente sensibilidad para girarla, por este motivo se decidió dejar con esa abertura la cual entregaba un caudal de 3 [l/min] ya que era lo más cercano a los caudales que se analizaron para el cálculo de las pérdidas de carga.

5. RESULTADOS

5.1. Análisis General

Para entender el comportamiento del sistema, éste se dividió en tramos en base a los puntos de medición identificados en la Figura 13, de esta manera se identificaron seis tramos, en la Figura 25 se puede observar la relación de temperaturas entre distintos componentes del circuito, donde se observa en qué puntos ocurre una pérdida o una ganancia de calor dependiendo de las diferencias de temperaturas obtenidas. Es posible notar que la mayoría de los tramos presenta bajas de temperatura, tan sólo el tramo 6-8 y 4-2 presentan ganancias durante el periodo nocturno de funcionamiento.

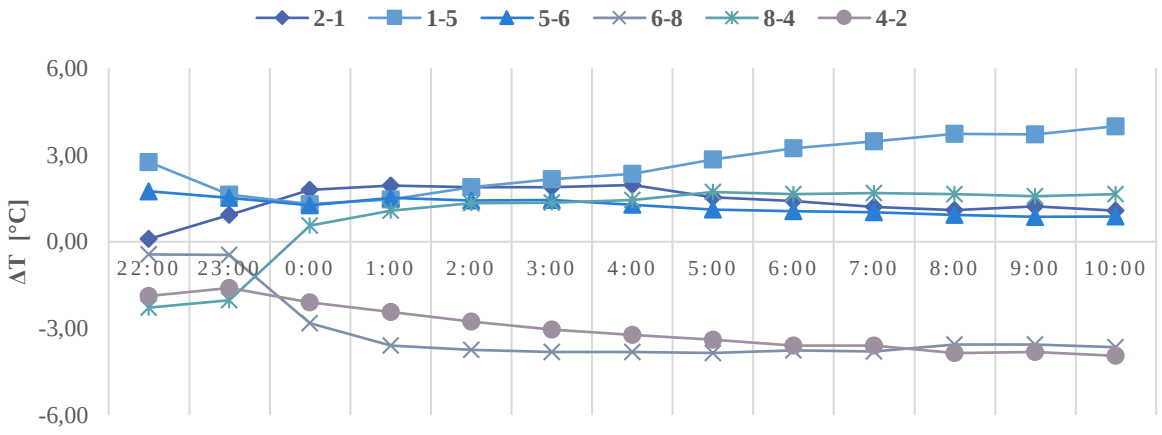


Figura 25: Comportamiento de temperatura de los tramos en el sistema.

En algunos tramos la diferencia de temperatura es casi constante, mientras que en otros presenta un notable ascenso como se puede observar en el tramo 1-5, el cual corresponde a la salida del colector y a

la parte inferior del tanque. Cabe mencionar que los sensores del tanque no están a la misma altura de las entradas y salidas, en la Figura 22 es posible observar las distancias que poseen.

Tramo	**2-1**	**1-5**	**5-6**	**6-8**	**8-4**	**4-2**
Promedio de ΔT	1,39	2,66	1,24	-3,14	0,88	-3,02
Máx.	1,96	4,00	1,75	-0,44	1,72	-1,60
Mín.	0,10	1,30	0,86	-3,85	-2,28	-3,95

Tabla 7: Diferencias de temperatura promedio, máximas y mínimas de cada tramo del sistema.

Estas diferencias de temperatura tienen relación con la temperatura del tanque, la cual siempre es menor a la temperatura de salida del colector, como se puede observar en la Figura 26.

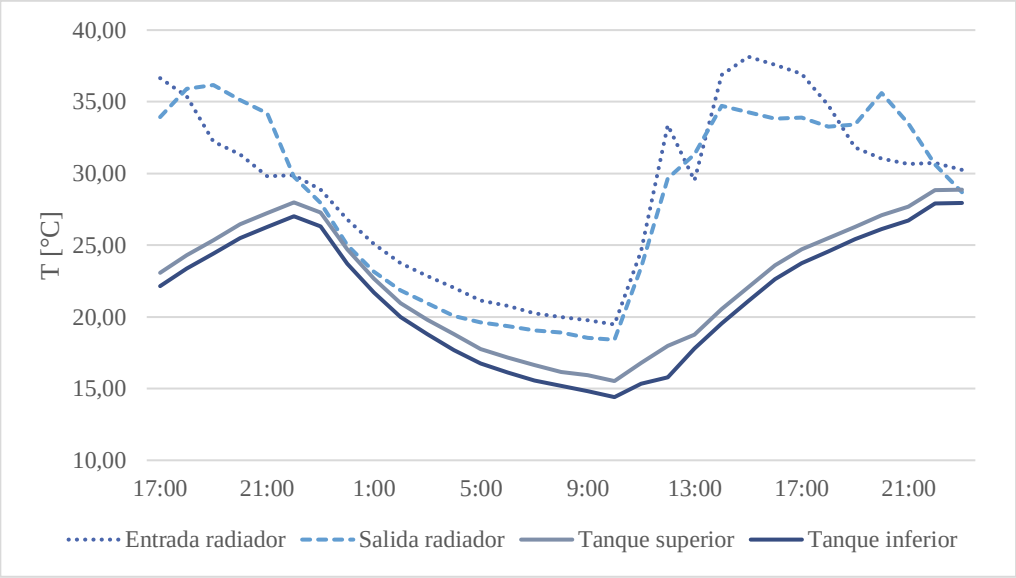


Figura 26: Relación de temperaturas entre el colector y el tanque de almacenamiento.

Se piensa que la temperatura del tanque tiene ese comportamiento debido a otros factores, los cuales son externos y afectaron el sistema debido a la nula aislación que tuvo la unidad de almacenamiento, a pesar de estar bajo techo de igual manera estaba en contacto con la temperatura

exterior ya que el entretecho no era un ambiente cerrado. La única diferencia es que no se encontraba directamente al sol en el día, lo que permitió que el tanque no tomara altas temperaturas, sino más bien se comportara dentro del intervalo de la temperatura ambiente y de la temperatura interior de la casa como es posible observar en la Figura 27.

Las temperaturas más altas del tanque se producen alrededor de las 22:00 horas, debido a la ganancia de calor que se produce durante el periodo de las 20:00 y las 22.00 horas aproximadamente al encenderse la bomba 1. Mientras que la máxima temperatura interior se produce entre las 18:00 y las 19:00 horas siendo ambas bastante similares, promediando 28,9 °C para las temperaturas internas y 28,7 °C para las temperaturas máximas del tanque.

En cambio, las temperaturas mínimas siempre llegan a ser más bajas que la entrada y salida del colector, pero se asemejan a la temperatura mínima que hay en el ambiente, asociando de esta manera que no se generen ganancias de calor durante la noche entre tramos debido a las bajas temperaturas externas que se presentaron durante el periodo de prueba.

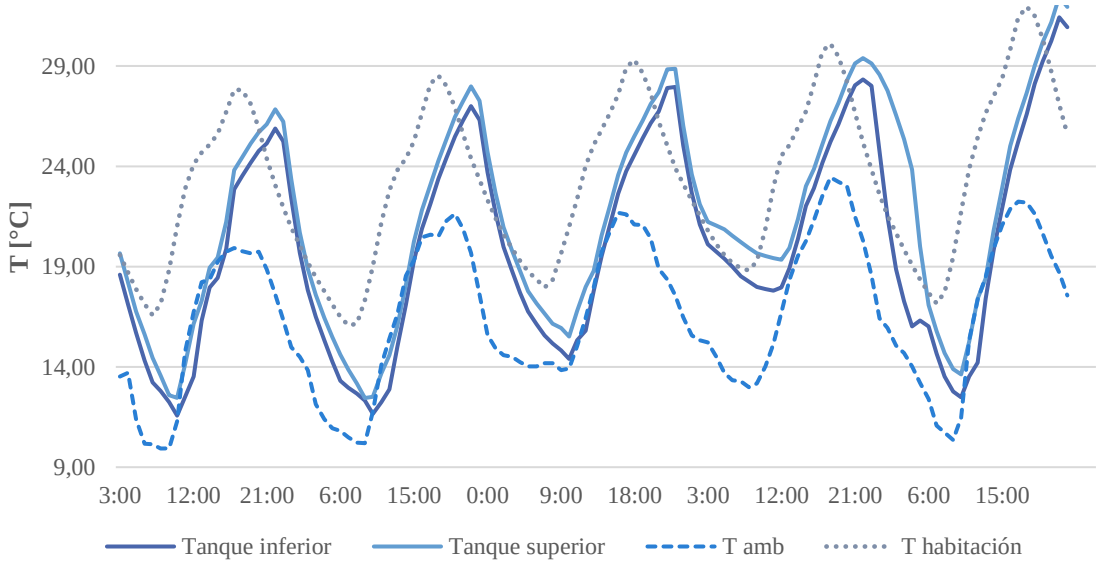


Figura 27: Relación de temperaturas entre el tanque de almacenamiento y la T° ambiente e interior.

5.2. Análisis del Tanque de Almacenamiento

Para entender de mejor manera el por qué la temperatura del tanque resulta ser menor a la de los otros dos componentes, se compararon las temperaturas obtenidas de manera experimental y teórica. Éstas últimas incluyen el efecto de los 4 flujos de entrada y salida que existian en el tanque (Figura 28), además de la transferencia de calor asociada a la convección, conducción y radiación a la que estuvo expuesto.

Se consideró al tanque como un volúmen de control único, no se realizó estratificación debido a que ésta se aplica cuando el volúmen del tanque es muy grande y el caudal pequeño, lo que no correspondía a esta situación ya que el tanque se demoraba 16 min aproximadamente en recircular toda su agua, además la diferencia entre las temperaturas registradas en la parte baja y alta del tanque son en promedio de 1°C (Figura 26).

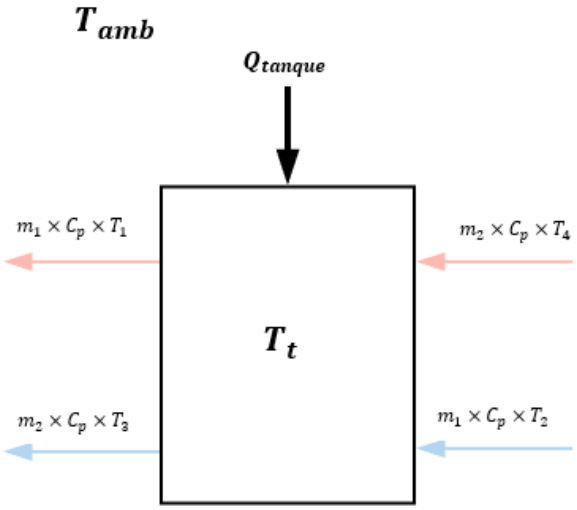


Figura 28: Balance energético del volumen de control utilizado.

Se utilizó el balance energético del volumen de control al igual que Dobson (21) para determinar teóricamente el comportamiento del tanque, es decir, predecir la temperatura T_{t+1}. Considerando lo antes mencionado la nueva temperatura del tanque en un tiempo finito determinado como Δt, será:

$$T_{t+1} = T_t + \left(\frac{\Delta t}{m_t * Cp}\right) * (m_1 * Cp(T_1 - T_2) + m_2 * Cp(T_3 - T_4) + \dot{Q}_{tanque}) \quad \textbf{(37)}$$

Donde Δt se consideró como 3600 [s], m_t corresponde a la masa del tanque en kg, m_1 y m_2 son los flujos másicos del subsistema 1 y 2 en [kg/s], Cp es el calor específico del fluido [J/kg°K] y, por último $\dot{Q}_{tanque}$ corresponde a las pérdidas/ganancias de calor registradas por el tanque, en este caso netamente pérdidas ya que sólo se analizó una noche.

Se analizó la transferencia de calor desde el fluido hacia la pared interna del tanque por convección, entre la pared interna y externa por conducción, y desde el aire ambiente a la pared externa mediante convección y radiación.

Es decir, las pérdidas quedan representadas por:

$$Q_{tanque} = \frac{(T_{amb} - T_t) \times A_t}{R_{tanque}} \quad \textbf{(38)}$$

Donde R_{tanque} corresponde a la suma de las resistencias presentes en cada intercambio de calor, en la Figura 29 se ilustran las resistencias correspondientes a la convección, radiación y conducción. Y A_t es el área de contacto del fluido con el tanque.

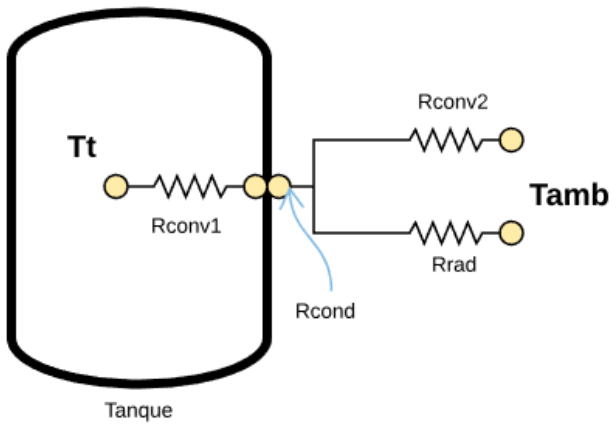


Figura 29: Red de resistencias del tanque de almacenamiento.

Para la convección externa se consideraron las fórmulas planteadas por Colombié y Malherbe (44), donde se modeló un tanque durante la fermentación de vino. Ya sea natural o forzada, el calculo

para el coeficiente de convección depende del número de Nusselt (Nu), la conductivdad del aire (λ_{aire}) y la altura del tanque (H). Para el caso de estudio se consideró convección natural, donde el número de Nusselt corresponde al siguiente:

$$Nu = 0{,}678 * Ra^{0{,}25} * \left(\frac{Pr}{0{,}925 + Pr}\right)^{0{,}25} \quad \textbf{(39)}$$

$$h_c = \frac{Nu * \lambda_{aire}}{H} \quad \textbf{(40)}$$

Donde Ra es el número de Rayleigh y Pr el número de Prandtl, los cuales vienen dados por las siguientes fórmulas:

$$Ra = \frac{\left(\frac{1}{273{,}15 + T_e}\right) * g * (T_e - T) * H^3}{\upsilon_{aire} * \alpha_{aire}} \quad \textbf{(41)}$$

$$Pr_{aire} = \frac{\upsilon_{aire}}{\alpha_{aire}} \quad \textbf{(42)}$$

T_e corresponde a la temperatura del aire, y T a la temperatura de la pared externa del tanque, υ_{aire} y α_{aire} corresponden a la viscosidad cinemática y la difusividad térmica del aire.

La convección interna también se consideró natural y su calculo fue obtenido mediante el método utilizado por Kumana y Kothari (45), donde al igual que en el método anterior depende de los números de Nusselt, Prandtl y Grashof.

$$Gr = \frac{L^3 * \rho^2 * g * \beta * (Tt - Tpel)}{\mu^2} \quad \textbf{(43)}$$

$$Nu = 0{,}138 * Gr^{0{,}36} * (Pr^{0{,}175} - 0{,}55) \quad \textbf{(44)}$$

Por último, el coeficiente radiativo también se obtuvo de esta última investigación y corresponde a:

$$h_R = \frac{0{,}1713\varepsilon}{T_w - T_A} * \left[\left(\frac{T_{pared} + 460}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_A + 460}{100}\right)^4\right] \quad \textbf{(45)}$$

Ingresado todos los datos a la ecuación (37) se obtuvieron los siguientes resultados, correspondientes a la noche del 13 de enero:

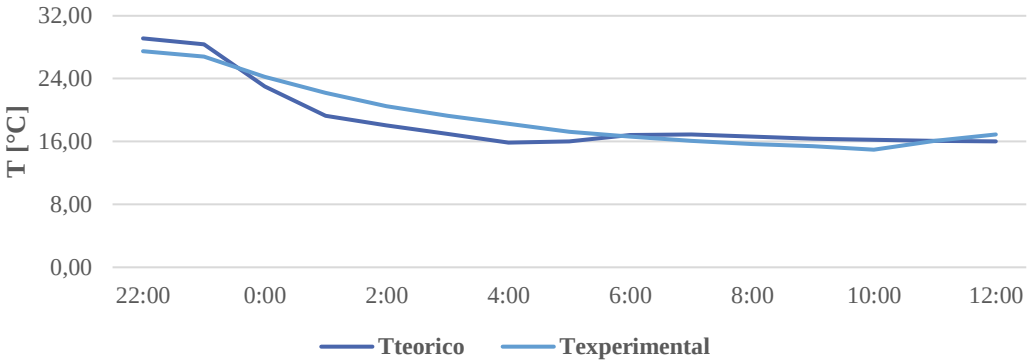


Figura 30: Temperatura del tanque experimental vs simulación**.**

Además se pudo comprobar el gran efecto que tiene la convección en el tanque ya que al agregar una nueva resistencia correspondiente a aislación con poliestireno expandido de 3 [cm] de espesor al exterior del tanque, las temperaturas del fluido al interior del tanque no se ven afectadas por la temperatura ambiente.

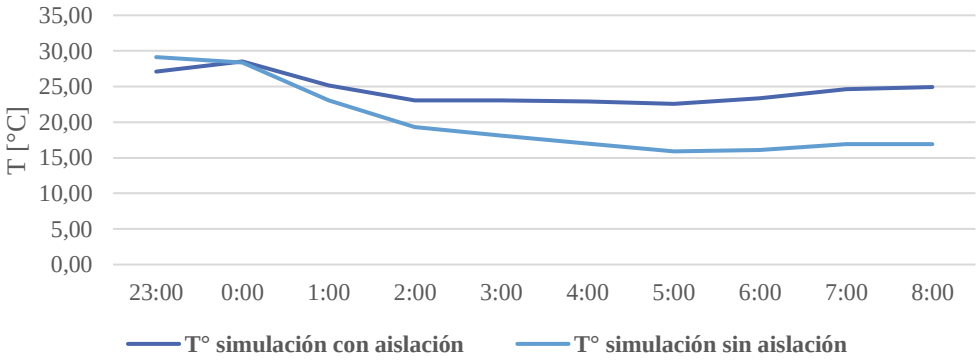


Figura 31: Simulación de temperaturas del tanque con aislación y sin aislación.

5.3. Análisis del potencial de enfriamiento del radiador

Analizando cada noche por separado se pudo concluir que todas presentan el mismo comportamiento, como es posible observar en la Figura 32 en todas las noches se repite un patrón que comienza a las 19:00 horas aproximadamente, hora donde la bomba del subsistema 1 comienza a funcionar, luego y durante 3 horas el sistema gana calor debido a que la temperatura de la placa sigue

siendo alta producto de la absorción de radiación solar durante el día, y a partir de las 22:00 horas comienza a enfriar el fluido, finalizando alrededor de las 11:00 de la mañana.. El máximo enfriamiento se produce la noche del 14 de enero, con un ΔT de 2,55 °C a las 0:00 aproximadamente y el mínimo fue de 1,7°C la noche del 12 de enero.

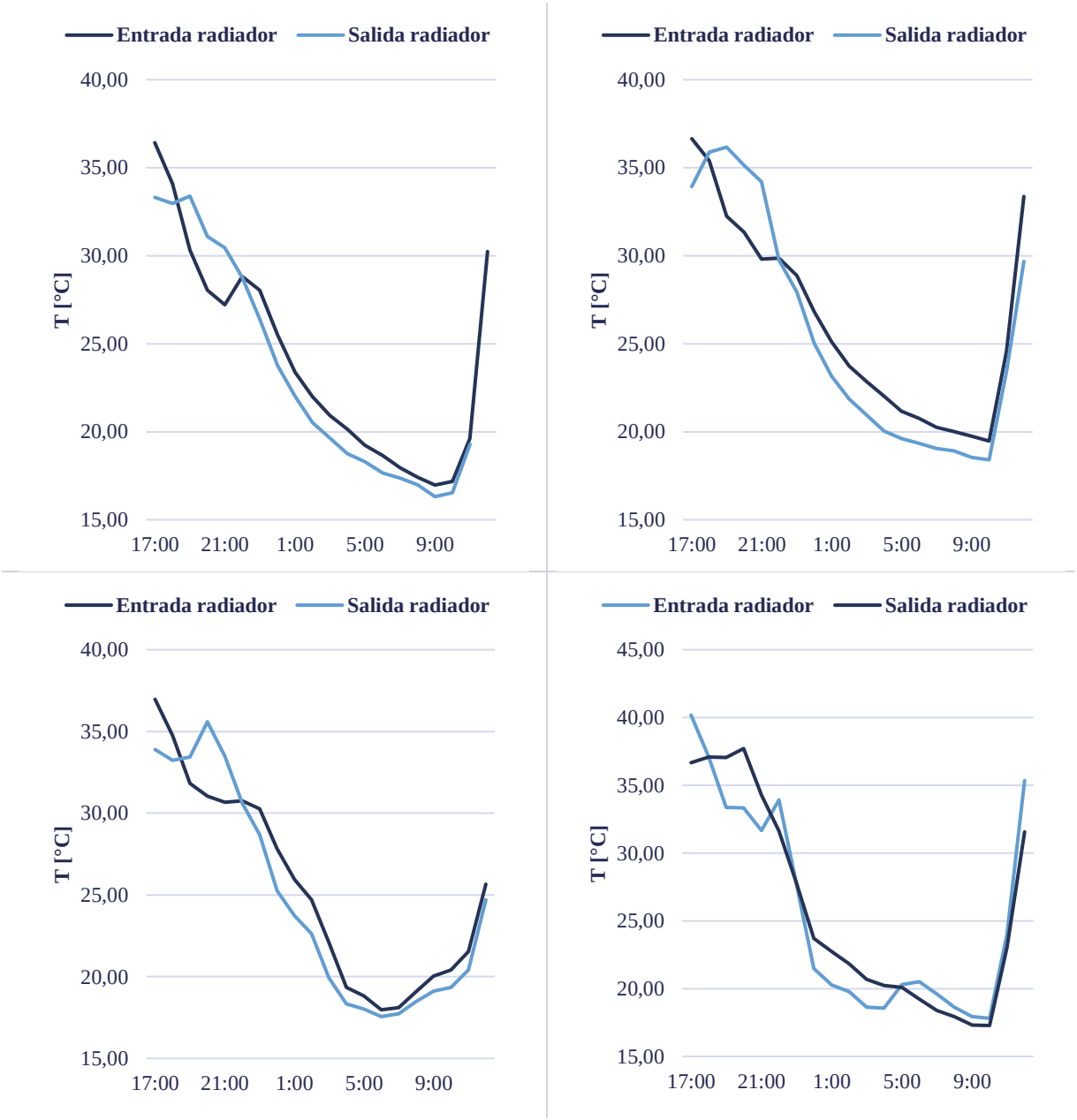


Figura 32: Temperaturas de entrada y salida del radiador durante las noches del 12, 13, 14 y 15 de enero respectivamente.

Para calcular el potencial de enfriamiento durante ese periodo de horas se calculó el flujo de calor del radiador intercambiado con el cielo y el ambiente. Como ya fue mencionado anteriormente, se considera que el potencial de enfriamiento posee un efecto radiativo y uno convectivo, ya que se desprecian los conductivos de la base. Para su cálculo se utilizó la ecuación (24) y (27) respectivamente. Los datos experimentales que se usaron fueron las temperaturas de la placa del radiador, mientras que la temperatura de cielo fue obtenida a través de la ecuación (25), la temperatura del ambiente y la del punto de rocío se obtuvieron externamente, como se menciona en el punto 4.3.

Se puede observar en la Figura 33 que el flujo de calor radiativo es positivo, debido a que la temperatura del radiador (T_{rad}) es mayor a la temperatura de cielo (T_{cielo}) durante ese periodo y por ende el radiador se encuentra entregando calor. Al contrario de lo que pasa con el flujo convectivo, el cual es negativo y se explica debido a que la temperatura ambiente (T_{amb}) es mayor a la temperatura del radiador, por lo tanto, se encuentra actuando en contra de los efectos de la radiación.

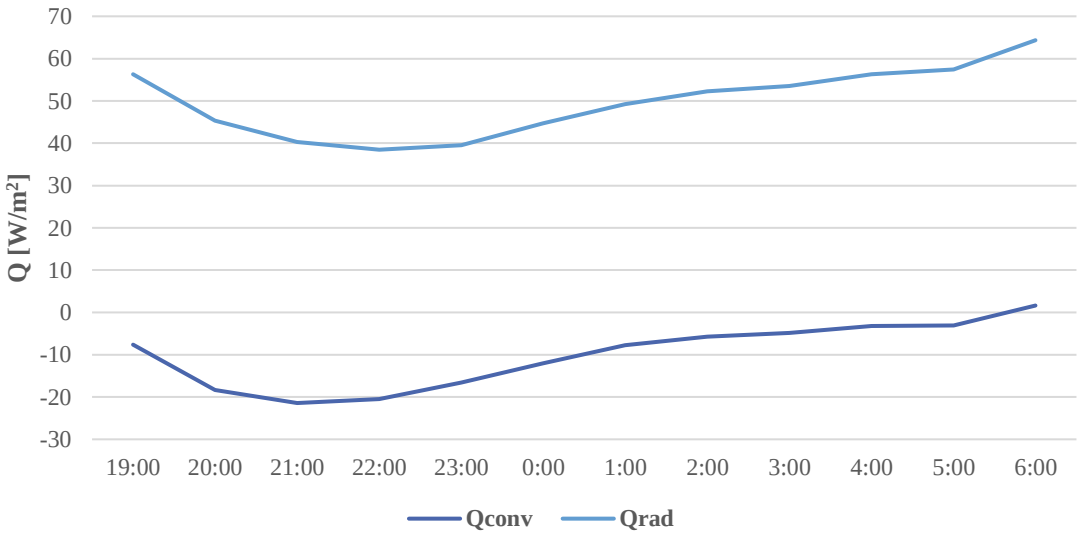


Figura 33: Flujo de calor radiativo y convectivo en W/m^2.

En la Figura 34 se observa el potencial de enfriamiento total de la placa y la relación con las temperaturas antes mencionadas, donde se aprecia el periodo de tiempo en que la temperatura del radiador es menor a la temperatura ambiente. Además, se vuelve a corroborar lo planteado por el análisis

realizado en el Desierto de Atacama en 1972 (10), donde la potencia máxima de enfriamiento se generó en la hora crepuscular al igual que en el estudio de Barrios (8), dicha hora es justo después de la puesta de sol y previo a que los cielos se oscurezcan por completo, lo cual corresponde al momento donde la humedad relativa es la más baja del día. El radiador alcanzó una razón de enfriamiento máxima de 18 [W/m^2].

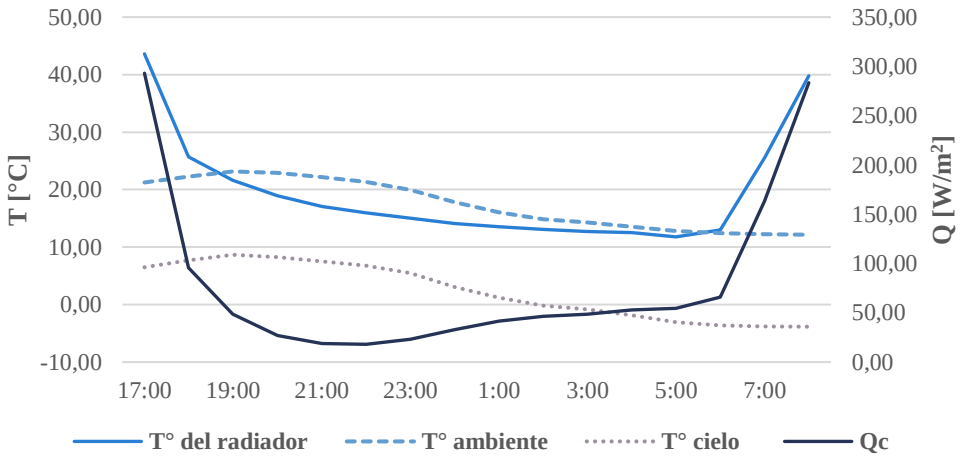


Figura 34: Relación entre el flujo de calor entre el radiador y el cielo (Qc [W/m^2]), la temperatura de superficie del radiador (T° radiador [°C]) y la temperatura ambiente y la temperatura ambiente (T ambiente [°C]).

5.4. Análisis Unidad Terminal de Cobre

Como se mencionó anteriormente, la unidad terminal tiene la función de absorber el calor al interior de la habitación, dicho funcionamiento se puede observar en la Figura 25 donde se muestra la variación de temperatura entre la entrada y salida del radiador de cobre durante una noche. El periodo de ganancia de calor abarca desde las 20:00 horas hasta las 10:00 horas del día siguiente, donde se produce un aumento en la temperatura de hasta 4 °C el cual se mantiene constante durante un largo periodo de horas con un promedio de 3,48 °C para una noche.

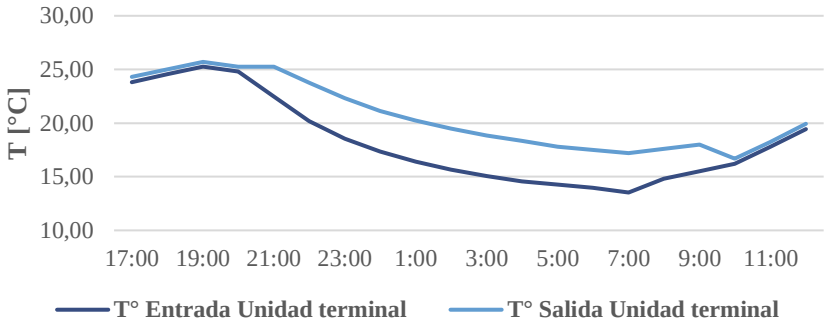


Figura 35: Temperatura de entrada y salida del fluido en la unidad terminal.

Para analizar el comportamiento de la temperatura de salida de la unidad terminal y los factores más importantes involucrados en la ganancia de calor se realizó un balance de energía (Figura 36) que involucra la ganancia de calor del fluido al interior de la tubería y las pérdidas/ganancias asociadas a la habitación donde se encontraba el radiador.

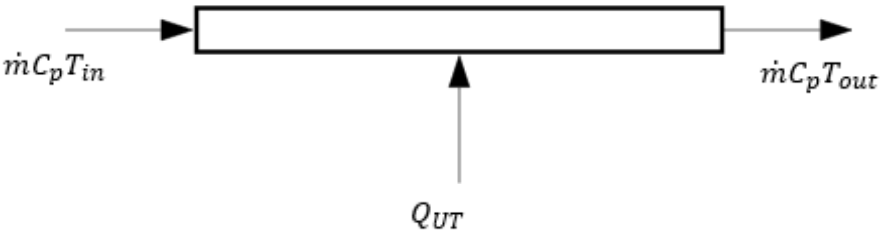


Figura 36: Balance de energía de la unidad terminal de cobre.

Por ende, la temperatura de salida del fluido viene determinada por la siguiente ecuación:

$$T_{out} = T_{in} + \frac{Q_{UT}}{\dot{m}C_p} \quad \textbf{(46)}$$

$$(T_{out} - T_{in}) \cdot \dot{m} \cdot C_p = Q_{UT}$$

Para el caso de las ganancias de calor por convección en el radiador nocturno el valor del coeficiente de convección “h” viene determinado mediante una relación lineal de la velocidad del viento (28), la cual ha sido analizada por diversos autores para determinar las constantes que se adecuan más a la realidad experimentada. Debido a todos los factores de los que depende el coeficiente de convección, se

torna complicado calcularlo a través de los métodos convencionales y lograr un valor único que refleje todas las condiciones en las que se encontraba el ambiente y la superficie en ese momento. Por este motivo y debido a que no se contaba con un solo valor de "h" se realizó una sensibilización de las ganancias de calor por convección variando el valor del coeficiente, para determinar cuál se comportaba de manera similar a la ganancia de calor registrada por el fluido. Se consideraron valores desde 5 [W/m^2/K] hasta 25 [W/m^2/K], ya que para la convección natural del aire como fluido los valores rodean ese rango (46). Es posible observar en la Figura 37 que para un valor de h=15 [W/m^2/K] las pérdidas por convección se comportan de la misma manera que la ganancia de calor que presenta el agua, es decir, el balance de energía se cumple para ese valor de h.

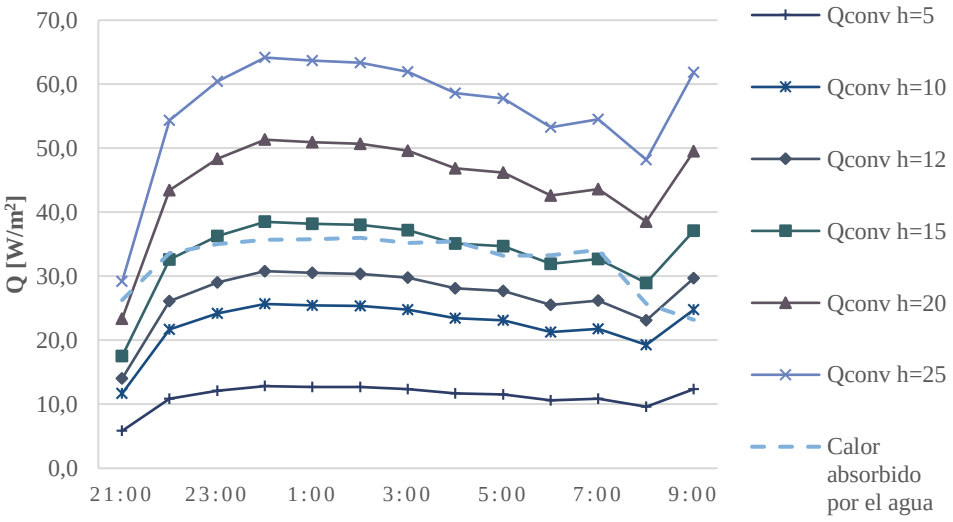


Figura 37: Pérdidas por convección bajo distintos coeficientes de convección "h"**.**

La predicción de la temperatura de salida de la unidad terminal sólo se realizó para el periodo de funcionamiento de la bomba, en base al equilibrio del calor absorbido por el fluido y el calor entregado por la habitación al radiador (Figura 38). Para un mayor rendimiento, durante el periodo nocturno sólo debería funcionar el subsistema 1, ya que como se observó en el análisis al tanque de almacenamiento, el calor absorbido por el agua en la unidad terminal empaña el enfriamiento logrado por el radiador nocturno, y si no fuese porque el tanque no poseía aislación las temperaturas de entrada a la unidad de cobre no hubiesen sido tan bajas. Para analizar de mejor manera los efectos de cada componente por

separado lo ideal sería que durante la noche el tanque (previamente aislado) almacenara el agua en proceso de enfriamiento, para que luego durante el día se activara el subsistema 2 y lograra algún efecto en las temperaturas al interior de la casa, las cuales se alejan bastante para cumplir con las condiciones de confort en una vivienda (47).

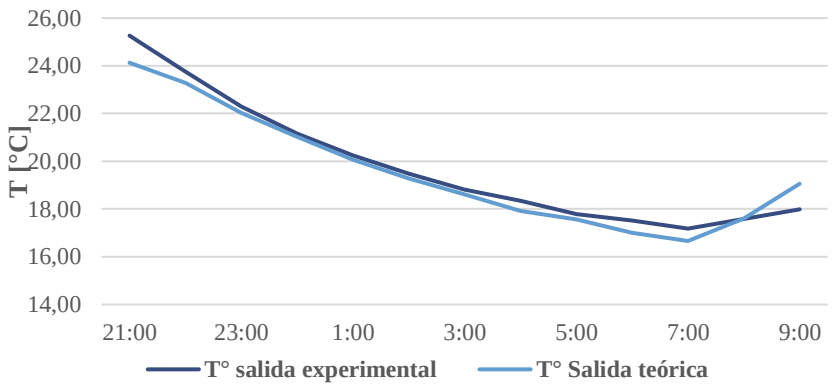


Figura 38: Temperatura del fluido a la salida de la unidad terminal, teórica y práctica.

Para el caso de la unidad terminal, una medida para aumentar la transferencia de calor es la incorporación de aletas a las tuberías de cobre, las cuales permitirían disminuir la resistencia térmica general de la unidad al aumentar el área de contacto. Ya que a diferencia del radiador nocturno se espera que las ganancias por convección de la unidad terminal se incrementen para poder contrarrestar las temperaturas de la habitación. Un ejemplo de este tipo de radiadores, son las utilizadas en la industria del aire acondicionado, en donde los tubos de cobre poseen aletas de aluminio en forma de discos a lo largo de la tubería.

6. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se logra crear un sistema de climatización utilizando agua como masa térmica, a través de la integración de un radiador nocturno y unidad terminal, ambos propuestos por el área de Mecánica y Arquitectura respectivamente. Al ser el primer estudio experimental de esta índole en el país el proceso fue lento, a prueba y error, y de mucho aprendizaje para el futuro desarrollo de este proyecto. Si bien, debido al bajo potencial de enfriamiento obtenido los resultados no corresponden a los obtenidos en las investigaciones internacionales que se analizaron, se estudia el comportamiento de cada componente del sistema bajo condiciones de una zona costera durante el periodo de verano.

Los resultados indican que, para el caso del radiador los efectos convectivos afectan negativamente el potencial de enfriamiento neto obtenido a través de la transferencia de calor por radiación entre la placa y el cielo nocturno, empañando en hasta un 50% el poder de enfriamiento.

Con respecto al tanque de almacenamiento, el análisis de la red de resistencias para el cálculo de las pérdidas de calor determinó que las relacionadas a la convección externa representan más del 90% del total, por lo que es completamente necesario contar con aislación para poder almacenar el agua proveniente del radiador sin que la temperatura ambiente afecte el potencial de enfriamiento.

Por último, la unidad terminal presenta ganancia de calor durante el periodo de funcionamiento de la bomba aumentando en hasta 5 °C la temperatura de entrada y salida del fluido, debido a que la temperatura al interior de la habitación siempre es mayor a la de la superficie del radiador de cobre. Además, se propone una mejora para aumentar la absorción de calor de la unidad terminal, la cual consiste en aumentar el área de contacto con el aire ambiente, para esto existen dos opciones: la primera es abarcar un área mayor del techo e incluso de las paredes a través de otro tipo de ducto, el cual sea más flexible y que conste de una instalación menos invasiva como lo es la tubería PEX, que pese a no tener una conductividad como la del cobre si se han experimentado buenos resultados al instalarla de la forma antes mencionada como se expresó en el punto 2. La segunda opción es la incorporación de aletas a la

tubería de cobre, lo que ampliaría el área de contacto y generaría una similitud con los radiadores utilizados en la industria del aire acondicionado.

Otro punto que puede ser mejorado es el horario de funcionamiento de la bomba, el que mediante sensores de temperatura y un sistema de control permita activar y desactivar la bomba para que sólo funcione cuando la temperatura de la placa se encuentre más fría que el fluido, y de esta manera no se generen ganancias de calor como las observadas durante las noches de pruebas entre las 19:00 y las 22:00 horas. También se recomienda generar más pruebas bajo distintos caudales, ya que es un factor determinante a la hora de obtener mejores resultados y por restricciones de tiempo no se realizaron más pruebas en ese ámbito. Paralelo a este punto, sería beneficioso incorporar un segundo tanque de almacenamiento para el funcionamiento del radiador durante el día, de esta manera se podría aprovechar la radiación solar absorbida por la placa para calentar agua con fines de uso doméstico.

Finalmente, se le otorga un valor positivo al presente estudio, ya que se logra crear un sistema de climatización integrando la placa radiadora y el interior de la vivienda, además se define el método de transporte y el tipo de almacenamiento. En base a esto se logra identificar algunos factores que afectaron a los componentes y de esta manera se proponen mejoras para futuras pruebas. El potencial existe, pero va a depender de las condiciones meteorológicas y de las características antes mencionadas el poder lograr un funcionamiento más eficiente del sistema y aprovechar al máximo su rendimiento.

7. REFERENCIAS

1. *Energía en Edificaciones.* **García , A, Física , R y Alvarez, G.** 2013.

2. **Comisión Nacional de Energía.** Energía Abierta. [En línea] http://energiaabierta.cl/visualizaciones/balance-de-energia/.

3. **Dirección Meteorologica de Chile.** Portal de Servicios Climáticos. [En línea] https://climatologia.meteochile.gob.cl/application/index/productos/RE5006/330006.

4. *El impacto del calor extremo en la salud: nuevos retos para la epidemiología y la salud pública.* **Ballester, Ferran.** 2008, Revista Española de Salud Pública.

5. **Ministerio de Energía.** *Estándar mínimo de Eficiencia Energética en Equipos de Aire Acondicionado.* Santiago : s.n., 2017.

6. *Caracterización del consumo energético residencial en la región metropolitana y análisis de escenarios de eficiencia energética.* **Obrecht , Raúl.** 2016, pág. Santiago.

7. *Subambient cooling of water: Toward Real-world applicactions of daytime radiative cooling.* **Zhao, Dongliang, y otros.** s.l. : Joule, 2018.

8. *Estudio experimental del potencial de refrigeración por radiación nocturna de una placa plana bajo diferentes condiciones de operación.* **Barrios, J.** 2018.

9. **Muñoz Sepúlveda, Felipe Emilio.** *Estudio técnico de utilización de la radiación nocturna para fuente fría de planta Termo-Solar de 50 MWE.* Valparaiso : s.n., 2016.

10. *Enfriamiento de un cuerpo negro radiante en dirección del espacio en el desierto de Atacama Chile.* **Castellanos, G, Fournier, J y Valdivia, R.** 1972.

11. *Estudio analítico del fenómeno de enfriamiento nocturno por radiación en una placa plana bajo diferentes condiciones de operación.* **Villalobos Mazza, Felipe.** Valparaiso : s.n., 2018.

12. *Enfriamiento radiativo en edificaciones.* **Gonzalez, E.** 2002.

13. *Cooling potencial and applications prospects of passive radiative cooling in buildings: The current state of art.* **X, Lu, P, Xu y H, Wang.** 2016, Renewable and Sustainable Energy Reviews, págs. 1079-1097.

14. **Sarbu, Ioan y Sebarchievici, Calin.** Thermal Energy Storage. *Solar Heating and Cooling Systems.* 2017, págs. 99-138.

15. *Nocturnal and conventional space cooling via radiant floors.* **Juchau, B.** 1981, International Passive and Hybrid Cooling Conference.

16. *An experimental investigation of the passive cooling of a building using nitghtime radiant cooling.* **Okoronkwo, C, Nwigwe, K y Ogueke, N.** 2014, International Journey of Green Energy, págs. 1072-1083.

17. *Passive cooling of water at night in unisulated open tank in hot arid areas.* **Hamza , Ahmed y Ali, H.** 2006.

18. *Solar heating and night radiation cooling by a Roof Radiation Trap.* **Givoni, B.** 2003, Energy and Buildings.

19. *Night Cooled Radiant Cooling Panel for Sustainable Building Cooling Mode in Malasya.* **Baharun, Azhaili, y otros.** 2018, Journal of Construction in Developing Countries, págs. 61-79.

20. *Modelling and testing a passive night-sky radiation system.* **Joubert, G. D. y Dobson, R. T.** 1, Stellenbosch, Sudáfrica. : s.n., 2017, Journal of Energy in Southern Africa, Vol. 28, págs. 76-90.

21. *Thermal modelling or a night sky radiation cooling system.* **Dobson, Robert.** Southern Africa : s.n., 2005.

22. *An experimental and Analytical Study of a Radiative Cooling System with Unglazed Flar Plate Collectors.* **Hosseinzadeh, Elham y Taherian, Hessam.** Alabama : International Journal of Green Energy, 2012.

23. **Yunus A., Cengel.** *Transferencia de calor y masa.* s.l. : McGraw-Hill Interamericana, 2007.

24. **Modest, Michael F.** *Radiative Heat Transfer.* 2013.

25. **Sellers, WD.** *Physical climatology.* London: University of Chicago : s.n., 1965.

26. *Photovoltaic-thermal collectors for night radiative cooling of buildings.* **Eicker, Ursula y Dalibard, Antoine.** Stutgart : s.n., 2011.

27. *Radiative cooling as low-grade energy source: A literature review.* **Vall, Sergi y Castell, Albert.** Lleida, España : s.n.

28. *A study of a polymer-based radiative cooling system.* **Meir, M. G, Rekstad, J. B y Lovvik, O. M.** Oslo : Pergamon, 2003, Solar Energy, Vol. 73, págs. 403-417.

29. *Energy saving and economic analysis of a new hybrid radiative cooling system for single-family houses in the USA.* **Zhang, Kai, y otros.** s.l. : Elsevier, 2018, Applien Energy.

30. *Radiative sky cooling: Fundamental principles, materials, and applications.* **Zhao, Dongliang , y otros.** s.l. : AIP Publishing , 2018.

31. *Radiative Cooling of buildings with flat-plate solar collectors.* **Erell, Evyatar y Etzion, Yair.** Israel : Pergamon, 1999, Building and Environment , págs. 297-305.

32. *Heat transfer during wind flow over rectangular bodies in the natural environment.* **Test, F. L., Lessmann, R. C. y Johary, A.** 262, 1981, Vol. 103.

33. *Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector.* **Sharples, S y Charlesworth, P. S.** 1998, Solar Energy, Vol. 62, págs. 69-77.

34. *Thermal Analysis of a metallic nocturnal radiator.* **Molineaux, B, Lachal, B y Guisan, O.** Energy and Buildings, Vol. 28, págs. 251-256.

35. **Oviedo, Universidad de.** *Pérdidas de carga.* 2005.

36. *Review of nocturnal cooling systems.* **Nwaigwe, Kevin, y otros.** 2010, International Journal of Energy for a Clean Environmental, págs. 117-143.

37. *Experimental and theoretical investigation of a nocturnal radiator for space cooling.* **Bagiorgas, H y Mihalakakou, G.** 2008, Renewable Energy, págs. 1220-1227.

38. *Utilization of latent heat storage unit for comfort ventilation of buildings in hot and dry climates.* **Waqas, A y Kumar, S.** 2011, International Journal of Green Energy, págs. 1-24.

39. **Energía, Ministerio de.** Explorador Solar . [En línea] http://www.minenergia.cl/exploradorsolar/.

40. **Ventures, Cedar Lake.** Wheathers Park. [En línea] https://es.weatherspark.com/.

41. **Gennari, Luca y Pean , Thibault.** *Conditioning of a Plus-energy House using Solar Sistems for both Production of Heating and Nightime Radiative Cooling.* 2014.

42. *Performanceof an unglazed solar collector for radiant cooling.* **Anderson, T. N., Duke, M. y Carson, J. K.** Auckland : s.n.

43. **S.A, TIGRE CHILE.** *Catálogo técnico fusión* .

44. *Modeling of heat transfer in tanks during wine making fermentation.* **Colombié, Sophie y Malherbe, Sophie.** Francia : s.n., 2006.

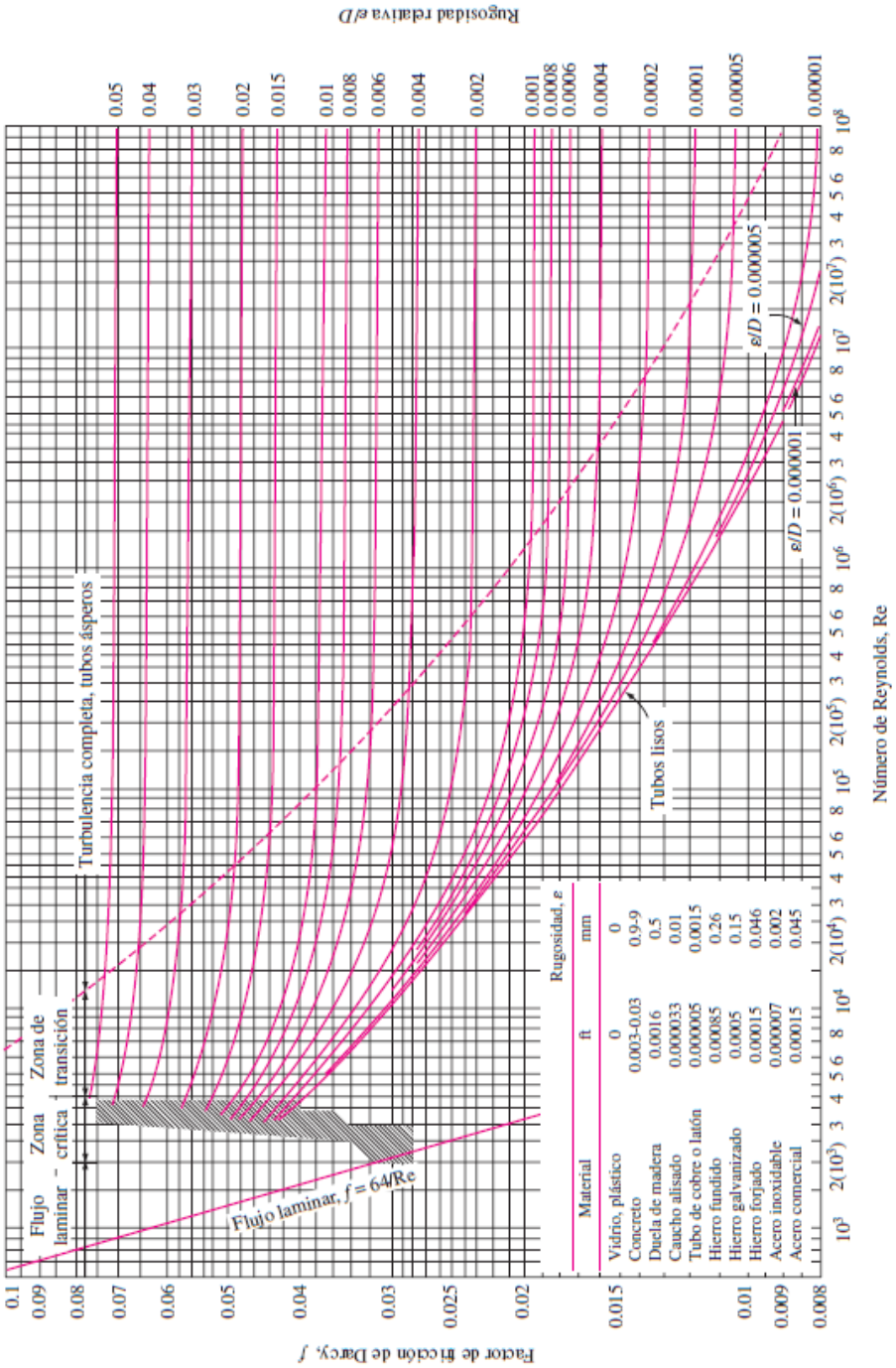
45. *Predict storage-tank heat transfer precisely.* **Kumana, Jimmy y Kothari, Samir P.** 1982.

46. **Coronel Toro, Juan Francisco y Perez-Lombard, Luis.** *Colección de Tablas, Gráficas y ecuaciones de transmisión de calor.* Sevilla : s.n., 2016.

47. **Ministerio del Medio Ambiente.** *Futuro de la calefacción en Chile: Opciones y Consecuencias.* 2014.

8. ANEXOS

A. Diagrama de Moody



UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INDUSTRIAS

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA APLICACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR RADIACIÓN NOCTURNA A UNA VIVIENDA

VALPARAÍSO, MAYO, 2019