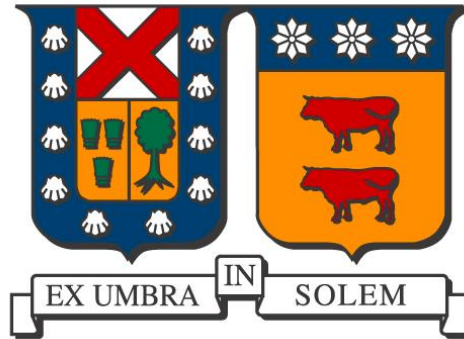


**UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO-CHILE**



**“ESTUDIO ANALÍTICO DEL FENÓMENO DE ENFRIAMIENTO
NOCTURNO POR RADIACIÓN EN UNA PLACA PLANA BAJO
DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN”**

FELIPE FABIÁN VILLALOBOS MAZZA

**MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO, MENCIÓN ENERGÍA**

**PROFESOR GUÍA: Ph.D. Rodrigo Barraza
PROFESOR CORREFERENTE: Ph.D. Jorge Contreras**

AGOSTO-2018

Resumen

El fenómeno de enfriamiento por radiación nocturna de una placa es un proceso en el que una placa emite energía por medio de radiación electromagnética hacia el espacio a través de la atmósfera, lográndose un enfriamiento de la placa respecto a la temperatura ambiental. La temperatura que se considera para el cálculo de este enfriamiento no es la temperatura del espacio, sino que es la denominada temperatura de cielo, que se ve afectada por elementos atmosféricos tales como la humedad y la nubosidad.

En Chile, el consumo eléctrico para enfriamiento ha aumentado notoriamente, así como el consumo eléctrico en su totalidad, y por lo tanto es de gran importancia estudiar posibles fenómenos naturales que contribuyan a disminuir el consumo eléctrico. Para el caso de enfriamiento, el fenómeno de enfriamiento por radiación nocturna se presenta como una opción interesante. Estudios anteriores muestran que una placa puede llegar a enfriarse 10 grados Celsius por debajo de la temperatura ambiente a causa del enfriamiento por radiación nocturna.

El presente estudio tiene por finalidad aclarar los fundamentos teóricos del caso de enfriamiento de una placa por radiación nocturna, y con esto desarrollar un modelo numérico que represente el problema, en el programa de resolución de ecuaciones "Engineering Equation Solver. Adicionalmente, para validar este modelo numérico, llevar a cabo una comparación de los resultados de temperatura de placa calculados teóricamente con respecto a valores de temperatura de placa referenciales medidos en una campaña experimental, en el Laboratorio de Energías Renovables de la U.T.F.S.M. Finalmente, realizar una estimación del potencial de enfriamiento por radiación nocturna al simular el experimento de enfriamiento de placa en 5 tipos de climas de Chile, cada uno representado por una ciudad, de la cual se toman los datos meteorológicos requeridos (humedad relativa y temperatura ambiental) por el modelo para el cálculo de la temperatura de placa.

Abstract

Radiative cooling on a flat plate is a process in which a flat plate emits energy through electromagnetic radiation into outer space, through the atmosphere, achieving a cooling of the plate regarding the environment temperature. The temperature used for calculating the cooling is not the space temperature, but the named sky temperature, which is affected by atmospheric elements, such as humidity and cloudiness.

In Chile, the electrical consumption for cooling has increased notoriously, as well as the total electrical consumption, thus it is a matter of great importance to study the possible natural phenomena that allows to reduce electrical consumption. Radiative cooling seems to be an interesting option. Previous research shows that a flat plate can cool 10 Celsius degrees under environment temperature because of radiative cooling.

The present study's purpose is to clear out the radiative cooling of a flat plate theoretical foundations, and with this developing a numerical model that represents the problem, in the equation solver computer program called Engineering Equation Solver. Additionally, in order to validate this numerical model, to compare the theoretical calculated flat plate temperature values with the referential flat plate measured temperature values, extracted from an experimental campaign, in the U.T.F.S.M Renewable Energy Laboratory. Finally, to estimate the cooling potential because of radiative cooling when simulating the flat plate cooling experiment for 5 different types of climates in Chile, each one represented by one city, from which the meteorological data required by the numerical model for the flat plate temperature calculation is taken (relative humidity and environment temperature).

Glosario

q_j : flujo de calor desde o hacia superficie j [W/m^2]

ϵ_j : emisividad de superficie j [–]

F_{k-j} : factor de forma de superficie k a superficie j [–]

σ : constante de Stefan Boltzmann [W/m^2K^4]

T_j : temperatura de superficie j [K]

k : conductividad térmica [W/Km]

δ : espesor [m]

Δt : promedio de diferencias de temperatura [C]

Δ : diferencia de temperatura [K]

h : coeficiente de convección [W/m^2K]

A : área de superficie [m^2]

$T_\infty - T_s$: diferencia de temperatura entre fluido y superficie [K]

a : largo [m]

b : ancho [m]

H : altura de pared [m]

d : ancho o largo de pared [m]

ϵ : emisividad de cielo [–]

T_{dp} : temperatura punto de rocío [K]

T_{sky} : temperatura de cielo [K]

T_{amb} : temperatura ambiente [K]

\dot{Q}_{conv} : flujo de calor convectivo [W]

\dot{Q}_i : flujo de calor i en superficie [W]

m : masa [Kg]

C_p : calor específico [J/KgK]

T_1 : temperatura de superficie en el instante evaluado [K]

T_0 : temperatura de superficie en el instante anterior [K]

Δ : promedio de diferencias de temperatura [C]

T_i^e : temperatura de placa medida experimentalmente, en la medición i [C]

T_i^t : temperatura de placa calculada en el modelo numérico, en iteración i [C]

n : número de mediciones e iteraciones consideradas [–]

P : promedio de porcentajes de diferencias [%]

Índice	Pg.
1. Introducción y objetivos.....	6
2. Estado del arte.....	10
3. El fenómeno de enfriamiento por radiación.....	18
4. Metodología.....	24
4.1. Conceptos básicos.....	24
4.2. Modelo numérico del problema.....	28
4.2.1. Lógica de funcionamiento del modelo numérico.....	28
4.2.2. Fórmulas y ecuaciones en el modelo numérico.....	29
5. Resumen de la campaña experimental.....	33
5.1. Esquemas y explicación.....	33
5.2. Mediciones realizadas.....	38
5.3. Resultados.....	39
5.3.1. Mediciones – L.E.R – equipo original.....	39
5.3.2. Mediciones – L.E.R – equipos definitivos.....	42
6. Validación.....	45
6.1. Validación – L.E.R – equipos definitivos.....	46
6.2. Validación - L.E.R - considerando velocidad de viento propuesta.....	49
7. Diferencias absolutas y porcentuales.....	50
7.1. Promedios de diferencias absolutas.....	50
7.2. Promedios de porcentajes de diferencias.....	53
8. Gráficos de comparación entre temperatura teórica y empírica.....	55
9. Potenciales de enfriamiento para distintos tipos de climas.....	58
Conclusión.....	62
10. Referencias.....	64
Anexo A.....	65
Anexo B.....	70
Anexo C.....	80
Anexo D.....	85

1. Introducción y objetivos

Introducción

La labor del ingeniero desde sus inicios ha sido la de aportar mediante el conocimiento, y la capacidad de razonamiento y de análisis, a mejorar las condiciones en que se encuentra la sociedad, aportando en todo tipo de ámbitos, y en una continua búsqueda por mejorar lo que ya se ha hecho. Además, la ingeniería guarda una fuerte relación con el desarrollo tecnológico, ayudando a su perfeccionamiento, y a su vez utilizándola para avanzar, ya que con la tecnología, se pueden resolver problemas de alta complejidad, y por lo tanto significa una herramienta poderosa para la ingeniería. Respecto a los distintos ámbitos en que la ingeniería intenta continuamente el progreso y la mejora, está el campo de la generación de energía, y el uso eficiente de esta, que es un tópico que se ha vuelto importantísimo a nivel global, y que preocupa a todos los países.

En la Figura 1.1 se muestra la evolución del consumo de electricidad per cápita en Chile, en donde se observa que ha habido un aumento notable en el tiempo. En el año 1990 hubo un consumo eléctrico de aproximadamente 1.200[kWh] per cápita, y en el año 2014 fue de 3.900[kWh] per cápita. Este aumento muestra lo importante que es el desarrollar formas de ahorro en energía. Por otro lado, está la distribución del consumo eléctrico por sector. La Figura 1.2 muestra la distribución en porcentaje de este consumo eléctrico, siendo el sector minero el que representa un consumo más significativo, seguido por el sector industrial como segundo sector más influyente. Dentro de los aspectos más solicitados actualmente, se encuentra el enfriamiento, como por ejemplo la refrigeración y la climatización de espacios, presente en sectores tales como el sector industrial, sector comercial y público y sector residencial, y por lo tanto sería ideal establecer métodos que utilicen energía renovable y que sean por lo tanto amigables con el medio ambiente, que aporten a estos ámbitos. El fenómeno de enfriamiento por radiación nocturna se presenta como una opción a estudiar para contribuir a tareas de climatización de ambientes y refrigeración. La Figura 1.3 muestra un resumen con lo principal de la situación a considerar.

El enfriamiento de un objeto debido principalmente al intercambio radiativo nocturno con la atmósfera y el espacio se logra por el hecho de que la temperatura efectiva de cielo es más baja que la temperatura del objeto. Esta temperatura de cielo se ve afectada por la temperatura ambiental, la presión ambiental, la humedad relativa, y por la presencia de gases y partículas. Esto se detalla en la sección 3, y la descripción detallada de la situación se encuentra en la sección 5. Se propuso entonces un experimento en el que se mide el enfriamiento de una placa, para determinar el potencial de enfriamiento entre temperatura ambiente y temperatura de placa, y se presenta el modelo teórico del problema, y cómo este se define en un modelo numérico, por medio de un programa computacional de resolución de ecuaciones, llamado “Engineering equation solver” (EES), con el posterior cálculo de las temperaturas de placa a nivel teórico, y el correspondiente contraste entre datos de temperatura calculados y datos empíricos extraídos de la campaña experimental.

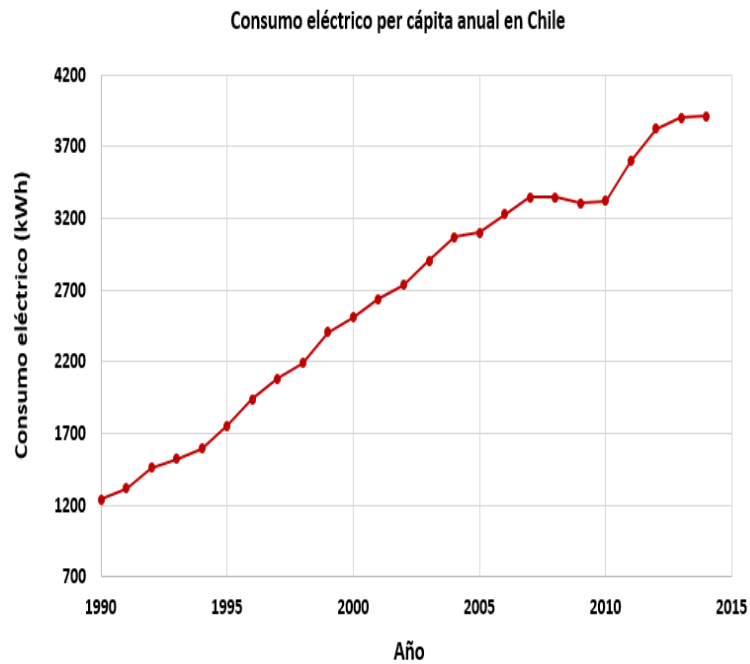


Figura 1.1: Consumo eléctrico per cápita anual en Chile.

consumo de electricidad por sectores

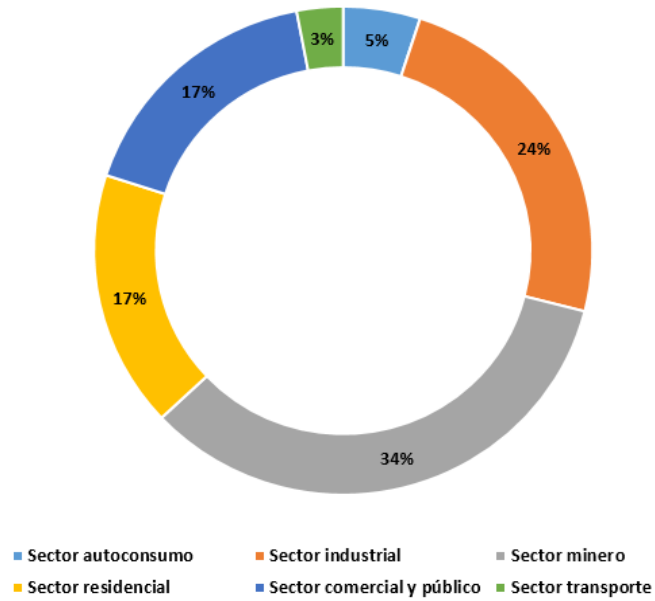


Figura 1.2: Consumo de electricidad por sectores.

Esquema de la situación

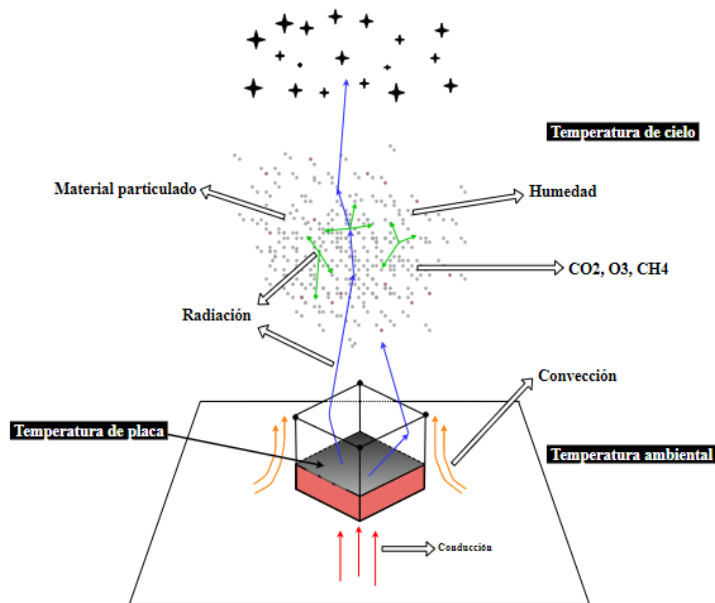


Figura 1.3: Esquema representativo de la situación.

Objetivos

El objetivo general de este estudio es desarrollar un modelo numérico predictor de potencial de radiación nocturna en base a medición de datos meteorológicos. A continuación se presentan los objetivos específicos del estudio:

- Definir el estado del arte respecto al enfriamiento por radiación nocturna, es decir, aprender de diversos estudios realizados previamente que traten esta temática, que tengan una antigüedad máxima de 10 años.
- Elaborar un modelo numérico que permita la estimación de radiación nocturna.
- Validar el modelo numérico en base a mediciones experimentales realizadas en diversas zonas.
- Estimar el potencial de radiación nocturna de diversas zonas geográficas del país en base a mediciones meteorológicas disponibles.

2. Estado del arte

El fenómeno de enfriamiento radiativo se ha estudiado previamente y según distintas perspectivas, por lo tanto es fundamental tener una idea clara del trabajo previo que hay en esta materia, para así visualizar que aporte significativo se podría lograr con este trabajo en particular. Todo estudio relacionado con el enfriamiento por radiación, ya sea un estudio del fenómeno en sí, materiales, prototipos de sistemas de enfriamiento que se basen en este principio, resultan de interés, pero es importante aclarar el criterio de búsqueda que se aplicó, según el cual se seleccionaron las publicaciones que se muestran a continuación. Hay dos criterios clave, el primero, es que dichas publicaciones deben ser de años posteriores al año 2007, es decir que si se publicó en fechas anteriores no se selecciona. Además, como segundo criterio, el estudio debe contener las palabras clave “radiative” y “cooling”. Con esto, y seleccionando los estudios disponibles en la web, que no eran de acceso pagado, se seleccionaron seis publicaciones científicas. Entonces, a continuación se desarrolla una breve reseña de lo que se estudió en estas publicaciones, comentarios y sus resultados, mediante tablas resumen. Las tablas resumen a las que se hace referencia se encuentran en el Anexo D.

La primera tabla, Tabla 2.1, muestra cuales son las publicaciones, y de donde son. La Tabla 2.2 contiene un resumen de en qué consiste cada publicación esencialmente. La Tabla 2.3, por otro lado, presenta un resumen de en qué consiste cada publicación esencialmente. La Tabla 2.4 consiste en un resumen con los objetivos, tipo de estudio, parámetros medidos y/o calculados, y métodos utilizados, y finalmente se encuentran las conclusiones para cada estudio. A continuación se desarrollan las conclusiones de los estudios considerados, respecto a los objetivos que buscaban conseguir, y en qué aportan a este estudio.

“Nocturnal radiation: new opportunity in building cooling” [1]

En este estudio el objetivo era el de examinar el potencial de enfriamiento de radiador nocturno para diferentes ciudades en Europa, considerando los parámetros que influyen en la eficiencia del sistema. Lo que se hizo fue establecer una comparación del potencial de enfriamiento para cuatro ciudades, según un modelo hipotético de sistema de enfriamiento por radiación nocturna, que basa su funcionamiento en el enfriamiento de una placa metálica perforada que actúa como superficie radiante. Las cuatro ciudades consideradas fueron Estocolmo (Suecia), Helsinki (Finlandia), Viena (Austria), y Lisboa (Portugal). Los resultados concluyen que mayores cantidades de energía de enfriamiento se logran en las ciudades más al sur, que resultan ser ciudades con menor humedad, es decir con clima más seco, siendo el orden de potencial de enfriamiento de mayor a menor el siguiente, con Lisboa con el mejor resultado, el que fue de 82 [W/m²], seguida por Viena, con 36[W/m²], Helsinki, con 33[W/m²], y finalmente Estocolmo, con 30[W/m²]. Estos resultados se muestran adicionalmente en la Tabla 2.5, ubicada en el Anexo D.

Respecto a cómo afecta este estudio al presente trabajo, en primer lugar está el hecho de que este estudio logra representar el potencial de enfriamiento radiativo para un equipo hipotético en Europa, a través de estimaciones que se realizaron sobre diversas ciudades, entonces este estudio logra tomar en cuenta la diversidad de tipos de clima que hay en Europa, justamente para comparar en qué tipos de climas se obtienen los mejores resultados. Este estudio también se propuso como objetivo considerar algunos tipos de climas representativos de Chile, para evaluar el potencial de enfriamiento y comparar en cuáles se obtienen mejores resultados. Adicionalmente, el estudio muestra que los potenciales de enfriamiento se relacionan con el tipo de clima de la siguiente forma, que es que los mejores resultados se obtienen para climas más secos, es decir, con menor humedad, y más despejados, entonces de esto se sabe que se debiera esperar un comportamiento similar del potencial de enfriamiento respecto a los distintos tipos de climas en el país.

“Nocturnal radiation cooling tests” [2]

Para este caso, el objetivo del estudio era resumir las pruebas de enfriamiento radiativo que se hicieron, comparar los datos con material publicado por la Sociedad Americana de Ingenieros de Calentamiento, Refrigeración, y Aire Acondicionado, cuyas siglas en inglés son “ASHRAE”, y sugerir métodos para usar enfriamiento radiativo para enfriamiento de edificios. Respecto a los resultados de las pruebas que se hicieron, y la comparación con los datos de la sociedad “ASHRAE”, se determinó que una placa que opera como radiador puede alcanzar diferencias de temperatura de aproximadamente 10 grados Celsius con respecto al ambiente, es decir, puede alcanzar temperaturas menores hasta en 10 grados. Este experimento se desarrolló en el mes de julio, en la región de los grandes lagos en Toronto, Canadá, en las cercanías del lago Ontario, y en Buffalo, Nueva York, U.S.A, en las cercanías al lago Erie.

Además, se concluye que esta información concuerda con la información proporcionada por la sociedad “ASHRAE”, respecto al promedio mensual de diferencia de temperatura entre temperatura ambiental y temperatura de cielo, para el mes de julio, en la misma zona en la que se midió. También se concluyó mediante pruebas que por medio del enfriamiento por radiación nocturna de un radiador orientado al cielo nocturno se puede enfriar aire hasta 4,7 grados Celsius por debajo de la temperatura ambiente. Respecto a las sugerencias para enfriamiento de edificios, se plantea primero que, en el caso de que un edificio utilice un colector solar para calentamiento de aire, y en donde este aire pre calentado ingresa por medio de ductos de ventilación, o por medio de unidades de aire acondicionado, si se pudieran usar estos elementos para enfriamiento en vez de calentamiento, entonces se podría incluir el enfriamiento por radiación nocturna, con un costo adicional mínimo, y con cambios mínimos necesarios de diseño y de programación del control. En segundo lugar, se sugiere que el beneficio de enfriamiento por radiación nocturna en edificios podría extenderse a más que las horas de la noche, mediante la adición de una superficie extra en el techo del edificio, provista de una cavidad de aire ventilada, con lo cual el techo principal quedaría sombreado, y no afectado entonces por las ganancias de energía solar incidente durante el día. Estos resultados se muestran adicionalmente en la Tabla 2.5, ubicada en el Anexo D. Este estudio resulta útil para el presente estudio principalmente porque se determinó en pruebas experimentales que se pueden alcanzar diferencias de temperaturas entre un radiador y el ambiente de hasta 10 grados Celsius, por lo que con esto se tiene un valor referencia de diferencia de temperatura a esperar en los resultados experimentales. Es destacable también que este estudio señala formas de optimizar el enfriamiento de edificios, proponiendo entonces una aplicación más concreta que se le podría dar al fenómeno de enfriamiento por radiación nocturna, y orientada al sector residencial y urbano, que ciertamente consume una gran cantidad de energía por concepto de climatización de espacios.

“Investigation of a hybrid sistem of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling” [3]

El objetivo de este trabajo, es desarrollar el estudio de un sistema híbrido de enfriamiento radiativo, bobina de refrigeración, y enfriamiento por evaporación directa. El comportamiento del sistema híbrido se estudió durante 8 horas en Tehran, India, y se concluyó que el enfriamiento evaporativo directo por sí solo no es suficiente para lograr condiciones de confort, en cambio el sistema híbrido sí tiene alto potencial para proveer condiciones de confort, y esto se estudió para un flujo volumétrico de aire de acondicionamiento de 1.699 [m³/hr], y en donde se logra una disminución de temperatura del aire entre entrada y salida del sistema de aproximadamente 13,5 grados Celsius. Además, se concluyó que la efectividad del sistema híbrido es considerablemente más alta que la del método de enfriamiento evaporativo directo por sí solo, y se sugiere también que al utilizar al cielo como una forma renovable de enfriamiento pasivo, por medio del enfriamiento por radiación nocturna, el sistema híbrido de enfriamiento puede ser considerado un sistema medio ambientalmente limpio, y eficiente energéticamente. Estos resultados se muestran adicionalmente en la Tabla 2.5, ubicada en el Anexo D.

Este estudio se enfoca en el estudio de un prototipo de sistema híbrido, para lograr el enfriamiento de aire como fluido de trabajo, y en donde uno de los sub procesos a considerar es el enfriamiento por radiación nocturna. En este caso, el enfriamiento por radiación nocturna participa en una primera etapa de pre enfriamiento del aire, y por tanto muestra que este fenómeno puede servir para ese fin, y además destaca el estudio la idea de que al incorporar el enfriamiento por radiación nocturna, esto hace al sistema amigable con el medio ambiente. Entonces, este estudio en primer lugar muestra que se puede utilizar el fenómeno de enfriamiento nocturno como una manera de contribuir a un sistema de climatización de espacios, y lo define como un proceso amigable con el medio ambiente, parte importante del argumento de por qué estudiar este método.

“Radiative cooling to Deep sub-freezing temperatures through a 24-h day-night cycle” [4]

Este estudio tenía por objetivo mostrar teóricamente que se pueden lograr diferencias de temperatura de hasta 60 grados Celsius por enfriamiento radiativo, y mostrar de manera experimental que se pueden obtener resultados mejores que los de estudios anteriores. A nivel teórico, en este estudio se plantea el intercambio de energía entre el radiador y la atmósfera, y se toman en cuenta algunas consideraciones que es importante aclarar. Se toma en cuenta la transmisividad de la atmósfera como la de Stanford, California, en invierno, aunque no se especifica el valor. Se consideran dos casos respecto a la transferencia de energía por convección, proponiendo dos posibles coeficientes de convección, uno de magnitud 8 [W/m^2K], y otro caso ideal, con coeficiente de convección nulo.

También se hace el supuesto de que el intercambio de energía por conducción es nulo, y que el intercambio radiativo es sólo con la atmósfera. Se proponen también tres casos de radiadores, siendo tres superficies con emisividades diversas. El primero, se propone como un emisor ideal, cuerpo negro. El segundo, un emisor selectivo, que tiene emisividad 1 en el rango de longitud de onda de 8 a 13 micrómetros, y de emisividad 0 para las otras longitudes de onda, y finalmente el emisor real que se utilizó en la parte experimental, que busca acercarse al comportamiento del emisor selectivo ideal mencionado previamente.

Resulta que para el caso del emisor selectivo, y considerando conducción de calor nula, y convección nula, se obtienen a nivel teórico los mejores resultados, es decir, el caso en donde se logran mayores diferencias de temperatura entre el ambiente y el radiador. En este análisis teórico, la diferencia de temperatura que se logra depende también de la temperatura del radiador, y del flujo neto de calor, y resulta que el mejor resultado, que es de una diferencia de temperatura de 60 grados entre radiador y ambiente, es para el caso de flujo neto nulo, es decir, en este caso, al alcanzar el equilibrio con la atmósfera, y esto según el estudio se da para una temperatura del radiador de -40 grados Celsius.

Los casos de radiador de emisividad igual a 1 (cuerpo negro) y el emisor selectivo real, logran menores diferencias de temperatura, siendo la diferencia de temperatura máxima de 50 grados aproximadamente para el caso del emisor selectivo real, para una temperatura del radiador de aproximadamente -28 grados, esto para un flujo neto nulo.

Para el caso del radiador cuerpo negro, el máximo de diferencia de temperatura es de 20 grados, para una temperatura del radiador de 0 grados, y con flujo neto nulo. Es importante destacar que estos resultados se acercan a los resultados de otros estudios para el caso en el que se toma en cuenta un coeficiente de convección no nulo, que como se mencionó corresponde para efectos de este estudio a 8 [W/m²K]. Respecto a los resultados experimentales, se logró un promedio de diferencia de temperatura entre ambiente y radiador de 37,4 grados Celsius, en el ciclo completo de 24 horas en el que se midió, con un valor máximo alcanzado de diferencia de temperatura de 42,2 grados. En estas mediciones, las temperaturas ambientales eran relativamente bajas, con máximos de 15 grados, y mínimos de 0 grados, aproximadamente. Por otro lado, la temperatura del radiador alcanza mínimos de aproximadamente -35 grados. El sistema contaba con una serie de elementos que hacen más eficiente el enfriamiento. Contaba con una cubierta que generaba sombra sobre el radiador, además de un cono reflector, que lo rodeaba, para evitar la radiación incidente. El radiador se encontraba aislado para evitar la conducción de calor, y se encontraba al vacío, para suprimir el intercambio de calor por convección. Sobre el radiador había una cubierta de seleniuro de cinc (ZnSe), que es altamente transparente a la radiación en el rango de 8 a 13 micrómetros, rango principal en el cual emite el emisor selectivo utilizado. Entonces, el nivel de materiales y cantidad de elementos utilizados para optimizar el enfriamiento podría justificar tan buenos resultados. Estos resultados se muestran adicionalmente en la Tabla 2.5, ubicada en el Anexo D.

El aporte de este estudio fue principalmente que corrobora la idea de que una superficie ideal para enfriamiento por radiación nocturna es aquella que tenga emisividad ideal en el rango de 8 a 13 micrómetros, por lo que lo ideal es acercarse a esta característica. Otro aporte es que explica y muestra el impacto de eliminar la convección como forma de transferencia de calor sobre el radiador, por medio de la aplicación de una cápsula de vacío. Para el caso del presente estudio, no se utilizó vacío, puesto que esto resulta más complejo de lograr, pero de todas maneras este estudio permite notar el impacto de eliminar la convección, lográndose mejores resultados. Es importante tener claro que en este caso la convección resulta perjudicial puesto que al estar el aire ambiente a mayor temperatura que el radiador, este recibe energía del ambiente por medio de la convección, lo que se busca es que el radiador libere la mayor cantidad de energía posible y reciba la menor posible.

“Theoretical investigation of nocturnal cooling potential for composite type climate of Punjab, India” [5]

El objetivo de este estudio era el de proponer un modelo teórico para evaluar el potencial de enfriamiento radiativo para el clima compuesto (mixto) de Punjab, India. El modelo teórico considera la transferencia de energía por conducción como nula, y considera a nivel de ecuaciones la convección de calor, y la radiación de calor. Para la convección de calor, propone posibles valores fijos de coeficiente de calor dependiendo de si la temperatura de superficie es mayor o menor a la temperatura ambiente, y según magnitud de velocidad de viento. Para el intercambio radiativo entre el radiador y el cielo, se utiliza en el cálculo la temperatura de cielo, la cual se calcula en función de la temperatura ambiental, y la humedad relativa. En base a datos meteorológicos de Punjab, se calcularon a nivel teórico las temperaturas de radiador, y se calculó el potencial de enfriamiento. Esto se desarrolló para los distintos meses, y se estableció la relación entre potencial de enfriamiento, y diferencia entre temperatura de cielo y temperatura ambiental.

Se concluyó que los mayores potenciales de enfriamiento se dan para los meses de Marzo, Abril, y Mayo, estos con un promedio de $65 \text{ [W/m}^2\text{]}$, siendo el mejor resultado para Abril, con $70 \text{ [W/m}^2\text{]}$, con una diferencia entre temperatura ambiental y temperatura de cielo de 15 grados Celsius. A su vez, los peores resultados fueron para Junio, Julio, y Agosto, siendo Agosto el de peor resultado, con $43 \text{ [W/m}^2\text{]}$, con una diferencia entre temperatura ambiental y temperatura de cielo de 8,9 grados Celsius. Se concluyó también que la diferencia entre temperatura ambiental y temperatura de cielo es directamente proporcional al potencial de enfriamiento, y que el potencial de enfriamiento disminuye en meses húmedos, debido a la alta humedad relativa. Estos resultados se muestran adicionalmente en la Tabla 2.5, ubicada en el Anexo D.

Respecto a cómo impacta este estudio a lo que se realizó en el presente trabajo, en primer lugar en el modelo teórico presentado en este estudio se menciona el cálculo de la temperatura de cielo como parte importante de un modelo completo, lo cual se consideró a través de distintas correlaciones de temperaturas de cielo en el presente estudio. También en base a este estudio se aclararon conceptos respecto a cómo se debe considerar la convección de calor para este problema, y el estudio aclara que hay dos tipos de convección, la convección natural y la convección forzada, con lo cual se tomaron en cuenta para el presente estudio los casos de convección natural y forzada en el modelo numérico, las cuales difieren en el cálculo del coeficiente de convección, en donde uno requiere velocidad de viento para su cálculo y el otro no.

“Theoretical and experimental study of spectral selectivity Surface for both solar heating and radiative cooling” [6]

Este estudio tenía por objetivo proponer una nueva superficie espectro-selectiva que sirva tanto para calentamiento durante el día como para enfriamiento radiativo durante la noche. El estudio indica que para lograr esto, se requiere de dar con una superficie de tal composición que permita, tener un alto nivel de absorptividad espectral para radiación solar y alta emisividad en el rango espectral de 8 a 13 micrómetros, rango para el cual se da en su mayor parte el enfriamiento por radiación nocturna, y que adicionalmente tenga poca absorptividad y emisividad espectral en otros rangos de longitudes de onda, para así disminuir la pérdida de calor por radiación durante el día, y la pérdida de enfriamiento por radiación durante la noche. Para esto el estudio propuso un material compuesto por una combinación de revestimiento de absorptividad selectiva para radiación solar, a base de titanio, y tereftalato de polietileno, material representado por las siglas TPET (el material compuesto). Para concluir sobre la efectividad del material se midieron sus propiedades espectrales. También se desarrollaron pruebas experimentales. Respecto a las propiedades espectrales, se concluyó que el material cumple con los requerimientos, puesto que presenta una absorptividad de aproximadamente 0,92 en el rango de radiación solar, de 0 a 3 micrómetros aproximadamente, una alta emisividad de aproximadamente 0,8 en el rango de longitudes de onda de 8 a 13 micrómetros, y a la vez presenta relativamente baja absorptividad (emisividad) en el rango de 3 a 8 micrómetros, y de 13 micrómetros hacia arriba, con un valor aproximado de 0,55. Esto concuerda con lo que se buscaba lograr.

Respecto a las pruebas experimentales, se concluyó que para el caso del enfriamiento por radiación nocturna, el material entrega muy buenos resultados, puesto que en las condiciones más favorables (cielo despejado, inclinación de 0 grados), la temperatura del radiador logró ser hasta 13 grados Celsius menor que la temperatura ambiental. Para el caso del calentamiento durante el día, se concluyó también que el material entrega resultados buenos puesto que se lograron diferencias de temperatura entre radiador y ambiente de hasta 75 grados Celsius, en donde la temperatura promedio del radiador fue de 90,4 grados Celsius, con un valor máximo de 109,7 grados Celsius, y la temperatura ambiental fue siempre mayor a 30 grados Celsius, pero con pequeñas fluctuaciones, variando entre los 30 y 35 grados Celsius. Estos resultados se muestran adicionalmente en la Tabla 2.5, ubicada en el Anexo D.

Este estudio trata un tema que es de gran importancia para el presente trabajo, que es un análisis de cuáles son las propiedades espectrales idóneas que debe tener una superficie para contar con una gran capacidad de enfriamiento por radiación nocturna, y lo que se explica es que debe de tener una alta emisividad en el rango de longitud de onda de 8 a 13 micrómetros, puesto que es en este rango en cual se da mayormente el enfriamiento por radiación nocturna para los objetos en la superficie de la Tierra, que se encuentran a temperaturas del orden de los 300 grados Kelvin. Una forma de lograr una superficie que cumple con esto es pintar la superficie de color negro, e idealmente que tenga alta rugosidad. En base a los materiales de que se disponía, se configuró una superficie radiadora que consiste en una placa de aluminio de 0,5 milímetros de espesor, pintada de color negro en el lado expuesto al cielo, esto con el fin de cumplir con lo que sugiere el estudio respecto a la alta emisividad de la superficie para el rango de longitudes de onda de interés. Otro aporte de este estudio es que propone una superficie que es altamente eficiente para el calentamiento durante el día y para el enfriamiento en la noche, lo cual podría utilizarse para la construcción de un sistema que cumpla la función de calentamiento en el día, y enfriamiento en la noche. Esto no se desarrolló en el presente trabajo, pero de todas maneras significaría un aporte en lo que respecta a reducir el consumo eléctrico.

3. El fenómeno de enfriamiento por radiación

La radiación es una forma de transferencia de energía intrínseca de cada cuerpo, por el hecho de tener materia, y de tener temperatura. Es importante entender que, independiente de la magnitud de la temperatura que posea el cuerpo, este emite radiación, aún si la temperatura es muy baja. Es muy importante tener claro a su vez que, en un intercambio radiativo entre cuerpos, no es que el cuerpo a mayor temperatura entregue energía por radiación al de menor temperatura, y que el de menor temperatura únicamente reciba, sino que ambos cuerpos emiten radiación, parte de la cual llega al otro cuerpo, y se da un intercambio neto de energía que resulta en un flujo de energía en uno u otro sentido. Respecto a qué es la radiación en sí, esta consiste en ondas electromagnéticas emitidas por cada cuerpo, las cuales se dan en un amplio rango de longitudes de onda, y por lo tanto diversas frecuencias, y diversos grados de energía, esto dependiendo de la temperatura del cuerpo.

A nivel teórico, existe el concepto de cuerpo negro, el cual se define como un cuerpo que hipotéticamente es un absorbedor y emisor perfecto de energía, sin poder de reflexión.

Esto quiere decir que, al recibir radiación incidente, es capaz de absorberla independiente de la frecuencia o ángulo de incidencia. Por otro lado, un cuerpo negro, al encontrarse en equilibrio térmico, es decir, a una temperatura uniforme, emite energía por medio de radiación electromagnética en un espectro específico, que está en función únicamente de su temperatura (del cuerpo), independiente de la forma o composición del cuerpo. Se le llama emisor ideal porque en cada frecuencia, emite más energía térmica radiativa que cualquier otro cuerpo a esa temperatura, y se le llama también un emisor difusivo, porque la energía que irradia es irradiada isotrópicamente, es decir, independiente de la dirección. Este espectro de radiación que emite en función de la temperatura del cuerpo, lo define la ley de Plank, y se han hecho numerosos experimentos intentando replicar de la mejor manera a un cuerpo negro, con la mejor tecnología de que se dispone. Estos experimentos confirmaron la ley de Plank, que se deduce de la teoría, y se cuenta entonces con el espectro mencionado, en función de la temperatura. Este espectro se muestra a continuación, en la Figura 3.1.

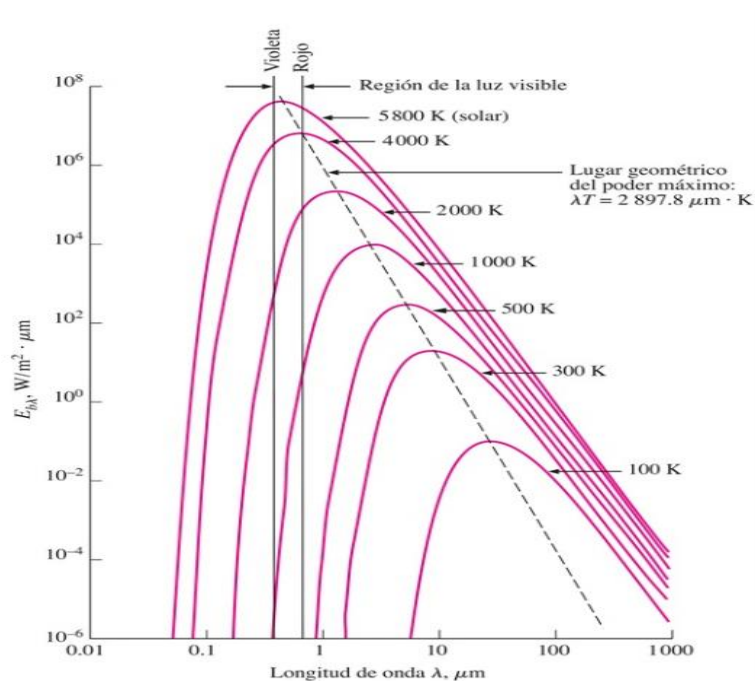


Figura 3.1: Curvas de distribución de energía en función de longitud de onda. [7]

Como se ve en la imagen, se tiene la distribución según la cual se emite la energía, para una temperatura en específico, es decir, que porción de energía es emitida en cada longitud de onda, dada una temperatura específica. Esto se representa para una serie de temperaturas, en donde la que resulta de más interés es la curva de los 300 [K], puesto que es lo más cercano al caso de este experimento, respecto a las temperaturas que alcanza la placa. Es importante tener claro el rango principal en el que se da la radiación entre cuerpos para el caso de este problema, y como se aprecia en el gráfico, el pico de la distribución de energía según longitud de onda se desplaza hacia la izquierda (mayores longitudes de onda) a medida que se tienen menores temperaturas, por lo tanto la mayor parte de la energía irradiada corresponde a mayores longitudes de onda, a medida que disminuye la temperatura del cuerpo radiador. A continuación, en la Figura 3.2, se aprecia una imagen representativa de la clasificación de las ondas electromagnéticas según su longitud de onda.

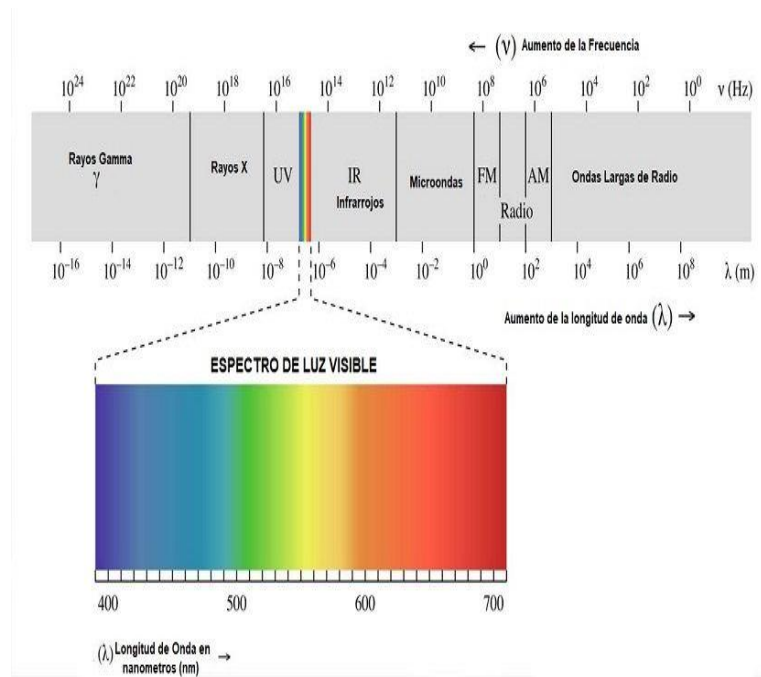


Figura 3.2: Clasificación de ondas electromagnéticas según longitud de onda.

Resulta ser que el rango principal en el cual se da la transferencia de energía por radiación de los cuerpos a temperaturas del orden de los 300[K] es de 8 a 13 micrómetros, lo que equivale a un rango de 8.000 a 13.000[nm]. Si tomamos entonces este rango como referencia, esto ubica al rango en el sector infrarrojo, es decir que para este caso, la gran parte de la transferencia de energía se da en el rango infrarrojo.

Intercambio radiativo aplicado al modelo numérico

Hay que tener en cuenta que, para el caso de este problema, lo que se tiene a nivel teórico es un sistema cerrado de 6 superficies con forma de paralelepípedo, el cual se representa en la Figura 3.3. Las superficies interactúan entre sí, con un intercambio radiativo entre estas, en donde todas emiten radiación hacia las demás. Para definir el sistema de ecuaciones que representa el intercambio radiativo entre las superficies en el sistema, primero se hace el supuesto de que hay vacío al interior del sistema. Esto permite simplificar el sistema de ecuaciones, y se puede usar porque si bien hay aire, el aire por sí solo en su composición principalmente de nitrógeno y oxígeno es transparente a la radiación en el rango de 8 a 13 micrómetros. Esto se puede hacer siempre y cuando se tome en cuenta el efecto que tienen los diversos elementos atmosféricos en el intercambio radiativo, lo cual se toma en cuenta en el cálculo de la temperatura de cielo. El material particulado, gases como el dióxido de carbono, ozono, metano, el vapor de agua, y la humedad, afectan en el intercambio radiativo puesto que todos estos elementos son absorbedores y emisores de radiación en el rango de longitudes de onda de interés, y es por esto que elevan la temperatura efectiva de cielo a considerar. De no ser así, esta temperatura de cielo sería igual a la temperatura del espacio, que es de aproximadamente 4 grados Kelvin, que equivalen a -270 grados Celsius. Si bien este sistema considera vacío al interior, esto es para la obtención de los flujos de calor debidos solamente al intercambio radiativo entre superficies. La convección sí se toma en cuenta, suponiendo la presencia de aire al interior del sistema.

Respecto a la temperatura de cielo, esta se calcula en función de la emisividad de cielo, temperatura ambiental, y la temperatura de punto de rocío. La emisividad de cielo es la emisividad de la atmósfera, y se calcula a su vez en función de la temperatura de punto de rocío. Adicionalmente, la temperatura punto de rocío depende de la presión atmosférica, la temperatura ambiental, y la humedad relativa. Esto se muestra en la Figura 3.4. La temperatura de punto de rocío es la temperatura a la cual el aire debe enfriarse para saturarse de vapor de agua, esto a una determinada presión ambiental. Esto quiere decir que si el aire se enfría a una temperatura menor que la temperatura de punto de rocío, el vapor de agua en él se condensa formando agua líquida. Esta temperatura se obtiene en función de parámetros de ingreso tales como tipo de fluido, temperatura ambiental, humedad relativa, presión ambiental. También es posible incluir la nubosidad, sin embargo esto presenta más complicaciones para su medición.



Figura 3.3: Sistema cerrado de 6 superficies (paralelepípedo).

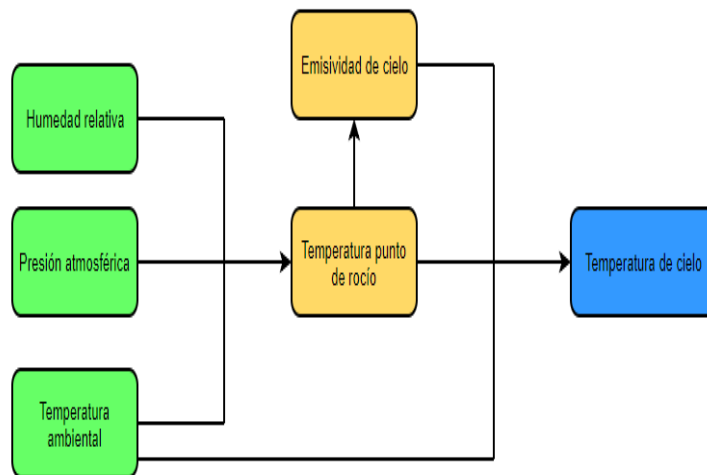
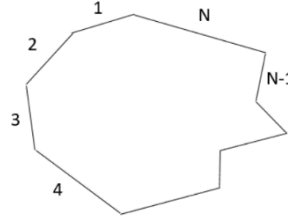


Figura 3.4: Parámetros para el cálculo de la temperatura de cielo.

Entonces, con los supuestos a considerar, se tiene el siguiente sistema de ecuaciones, que representa el intercambio radiativo entre superficies, y que resuelve las temperaturas de las superficies:



Sistema de ecuaciones:

$$\sum_{j=1}^N C_{kj} \times q_j = b_k; \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (1)$$

$$C_{kj} = \frac{1}{\epsilon_j} \times [\delta_{kj} - (1 - \epsilon_j) \times F_{k-j}] \quad (2)$$

$$b_k = \sigma \times \sum_{j=1}^N (\delta_{kj} - F_{k-j}) \times T_j^4 \quad (3)$$

En donde:

N: número de superficies a considerar.

q_j : Flujo de calor desde o hacia la superficie j [W/m^2]

ϵ_j : Emisividad de la superficie j [-].

δ_{kj} : 1, 0; dependiendo del caso [-].

F_{k-j} : Factor de forma de la superficie k a la superficie j [-].

σ : Constante de Stefan Boltzmann [$W/m^2 K^4$].

T_j : Temperatura de la superficie j en [K].

4. Metodología

4.1. Conceptos básicos

A continuación se mencionan las formas de transferencia de calor presentes en este problema, y qué consideraciones son pertinentes en cada caso, junto con la formulación teórica respectiva.

Conducción de calor

En forma general, lo que se tiene en este caso de manera simplificada es el caso de conducción de calor unidimensional, bajo el supuesto de que dos de las tres dimensiones son considerablemente grandes en comparación a una, que en este caso sería el espesor de pared. Este caso se muestra en la Figura 4.1.

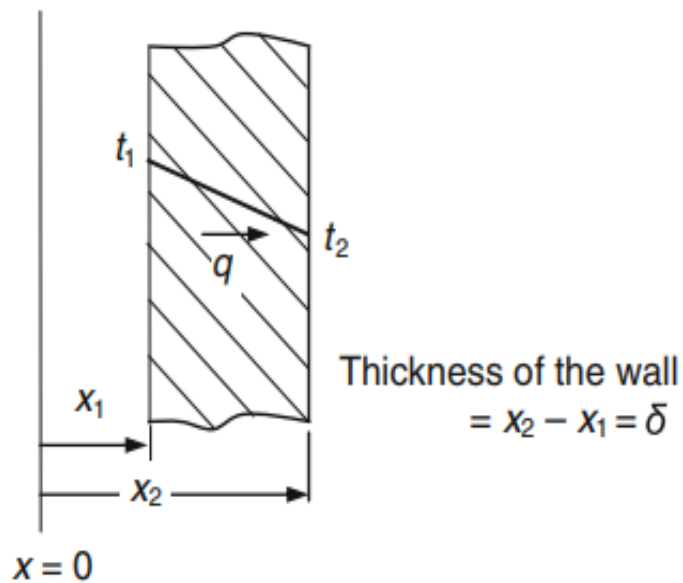


Figura 4.1: Esquema de conducción de calor unidimensional.

Para esta situación, el flujo de calor Q es el siguiente:

$$\dot{Q} = kA \frac{(t_1 - t_2)}{\delta} [W] \quad (4)$$

En donde:

A: superficie[m²].

k: conductividad térmica[W/Km].

δ: espesor[m].

t1-t2: diferencia de temperatura[K].

Es importante considerar cuales son los alcances respecto al caso de este problema en particular. Si bien en términos estrictos si se da la conducción como fenómeno en las superficies, resulta que la placa se encuentra aislada térmicamente en su base, justamente para minimizar la transferencia de calor por conducción, y en el caso de las paredes, la conducción de calor es baja, por el material plástico de estas, dada la baja conductividad térmica, y la pequeña área expuesta de estas superficies, debido a la baja altura, que es la mínima para separar debidamente la base de la tapa. La idea de reducir la transferencia de calor por conducción, es que, al estar el entorno del equipo a mayor temperatura que la placa, la conducción resultaría perjudicial para lo que se busca, que es optimizar el enfriamiento de esta. Entonces, a la hora de modelar las ecuaciones en el programa como tal, la conducción de calor para la placa se desprecia. Lo mismo sucede con las paredes laterales.

Convección de calor

Como se sabe, la convección de calor es una forma de transferencia de energía, que se da gracias al movimiento de un fluido, el cual es capaz de transportar energía. Para nuestro caso, se evaluarán dos situaciones, una en la que el equipo se encontrará tapado, por tanto, la placa no se verá sometida a convección directa respecto al ambiente. En el otro caso, sin tapa, la placa está expuesta, y por tanto, hay una interacción entre el aire ambiente y la placa, en donde, por el hecho de encontrarse el aire ambiente a mayor temperatura que la placa (esto sucede así en la zona horaria que nos interesa, donde ocurre el enfriamiento por radiación nocturna), la placa recibe energía del ambiente. Es importante evaluar ambos casos para determinar cual resulta ser el más favorable, y para esto es importante considerar la convección en el sistema de ecuaciones a considerar, con su respectiva formulación. Además, hay dos tipos de convección según el flujo del fluido por medio del cual se da la transferencia de energía. Estos tipos son la convección forzada, y la convección natural. El primer tipo, es aquel en el cual el fluido posee velocidad propia, lo cual aumenta la tasa de transferencia de energía.

El segundo tipo, es aquel en el cual es el gradiente de temperaturas el que induce el movimiento en el fluido, estando este en reposo previamente. El caso de convección natural es el que se utiliza en el modelo numérico para los cálculos en todos los casos, a excepción del caso desarrollado en la sección 7.2, en la cual se hace un cálculo de temperaturas de placa considerando el caso de convección forzada, para una velocidad de viento propuesta. Para el caso de una placa plana en contacto con un fluido, que se muestra en la Figura 4.2, se tiene la correspondiente fórmula para el flujo de calor, como se indica a continuación.

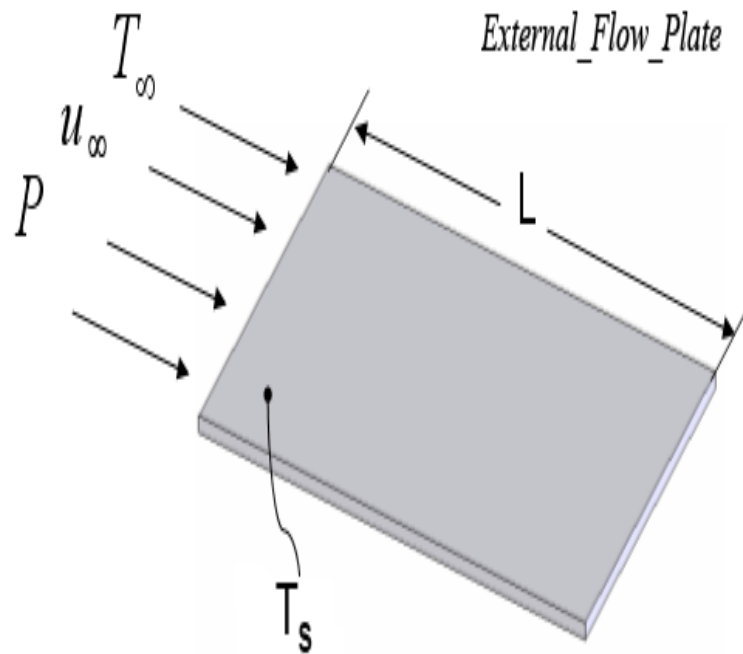


Figura 4.2: Esquema de convección en placa plana. [8]

Para esta situación, el flujo de calor Q es el siguiente:

$$\dot{Q} = hA(T_\infty - T_s) [W] \quad (5)$$

En donde:

h : coeficiente de convección [W/m^2K].

A : área de la superficie [m^2].

$T_\infty - T_s$: diferencia de temperatura entre fluido y superficie [K].

Radiación de calor

Para poder considerar el intercambio radiativo entre las superficies, se utiliza el fundamento teórico explicado en el capítulo 3, y como se mostró, el sistema de ecuaciones es el siguiente, el cual en este caso se aplica para 6 superficies, según la configuración que presenta el equipo radiador que se utilizó en la campaña de medición.

Sistema de ecuaciones:

$$\sum_{j=1}^6 C_{kj} \times q_j = b_k ; \quad k = 1, 2, \dots, 6 \quad (6)$$

$$C_{kj} = \frac{1}{\epsilon_j} \times [\delta_{kj} - (1 - \epsilon_j) \times F_{k-j}] \quad (7)$$

$$b_k = \sigma \times \sum_{j=1}^N (\delta_{kj} - F_{k-j}) \times T_j^4 \quad (8)$$

En donde:

N: número de superficies a considerar.

q_j : Flujo de calor desde o hacia la superficie j [W/m^2]

ϵ_j : Emisividad de la superficie j.

δ_{kj} : 1, 0; dependiendo del caso.

F_{k-j} : Factor de forma de la superficie k a la superficie j.

σ : Constante de Stefan Boltzmann [$W/m^2 K^4$].

T_j : Temperatura de la superficie j [K].

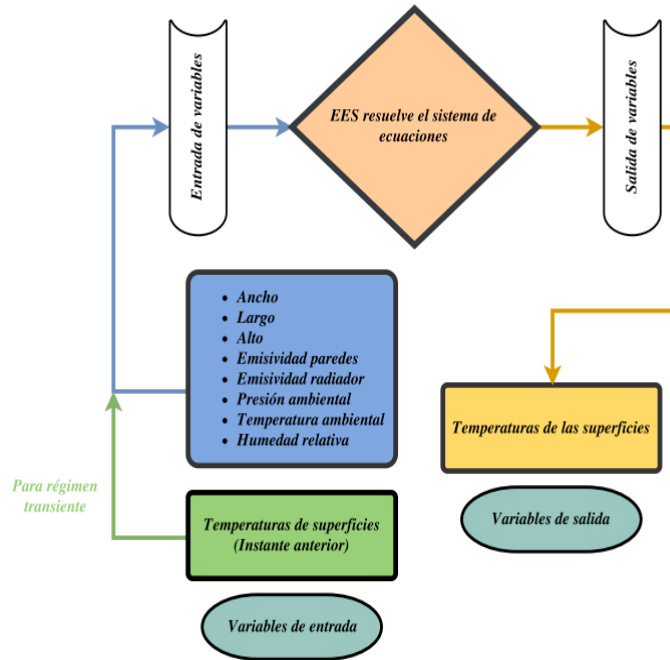
4.2. Modelo numérico del problema

4.2.1. Lógica de funcionamiento del modelo numérico

El programa tiene como fin calcular la temperatura de superficie de la placa de aluminio, la cual es una de las superficies del sistema teórico a considerar, y que se denomina también como radiador. Para lograr este fin, el programa lo que debe lograr es resolver un sistema de ecuaciones, que es el que representa el problema. Se tienen dos configuraciones posibles respecto al equipo de medición, la primera es un equipo sin tapa, es decir, descubierto, y la segunda es un equipo con tapa. También hay dos posibles formas de considerar el balance de energía en el sistema, siendo la primera un régimen estacionario, y la segunda un régimen transiente. Respecto a las ecuaciones utilizadas en los códigos, estas se detallan en la sección 4.2.2, y los códigos se encuentran detallados en el Anexo B. En esta sección se presenta un diagrama que muestra a nivel conceptual cuales son las variables de ingreso que requiere el programa para calcular las variables de salida, que son las temperaturas de las superficies, y por lo tanto la temperatura de superficie del radiador.

Como se puede observar en la Figura 4.3, hay una serie de variables que son variables de entrada, las cuales se encuentran en el cuadro azul y el verde. En el cuadro azul, se tienen las variables que se requieren tanto para el caso de régimen estacionario como para el régimen transiente. Estas son las dimensiones del equipo (ancho, largo, alto), la emisividad de las superficies, la presión ambiental, la temperatura ambiental, y la humedad relativa. De todas estas, las únicas que varían entre mediciones son la temperatura ambiental, y la humedad relativa, mientras que las demás son fijas. Adicionalmente podría incluirse el valor de la velocidad del viento como parámetro de entrada, esto si se considera la convección como forzada. Hay un código de los que se muestran en el Anexo B, que incluye esta posibilidad. En el cuadro verde, se encuentran las variables que se requieren exclusivamente para el caso de régimen transiente, que son las temperaturas de las superficies pero del instante anterior al que se está evaluando. Esto es debido a que se da un proceso iterativo en el cual la temperatura de superficie varía sobre sí misma en cada iteración, dado que se considera que hay variación de energía interna de cada superficie. Cada vez que el programa resuelve el sistema de ecuaciones, requiere conocer las variables constructivas (dimensiones y materiales), y las variables ambientales tales como la humedad relativa y temperatura ambiental (obtenidas de mediciones), entonces la temperatura teórica del radiador calculada tiene asociada una temperatura experimental, que es la que se midió.

Figura 4.3: Lógica de funcionamiento del modelo numérico.



4.2.2. Fórmulas y ecuaciones en el modelo numérico

La idea de implementar el programa EES (Engineerig Equation Solver) es modelar el problema a través de un sistema de ecuaciones, tal que sea posible resolverlo y de esta forma obtener la temperatura de placa y otros valores de interés, en función de parámetros de entrada, algunos de los cuales son fijos, como las dimensiones del sistema, y otros variables, como son la humedad relativa y temperatura ambiental. Entonces, en base a las ecuaciones de convección, radiación, y los balances de energía en las superficies del sistema, se definió el sistema de ecuaciones que representa al problema. Adicionalmente, se tomaron en cuenta dos posibles configuraciones para el equipo, y dos posibles regímenes. Las dos configuraciones corresponden a la de equipo sin tapa y equipo con tapa, mientras que los dos posibles regímenes corresponden al régimen estacionario y el régimen transiente. A continuación, se presentan las ecuaciones utilizadas en el código, explicando los términos que se encuentran en ellas.

Área de la placa

$$A = ab \text{ [m}^2\text{]} \text{ (9)}$$

En donde:

A: Área de la superficie [m²].

a: Largo [m].

b: Ancho [m].

Área de las paredes

$$A = Hd \text{ [m}^2\text{]} \text{ (10)}$$

En donde:

A: Área de la pared [m²].

H: Altura de pared [m].

d: Ancho o largo, dependiendo de la pared [m].

Emisividad de cielo [9]

$$\varepsilon = 0,006(T_{dp} - 273,15) + 0,74 \text{ [-]} \text{ (11)}$$

En donde:

ε : Emisividad de cielo [-].

T_{dp} : Temperatura punto de rocío, en este caso a presión atmosférica [K].

0,006 es una constante, y se encuentra en unidades [1/K].

273,15 corresponde a temperatura, en unidades [K].

0,74 corresponde a una constante [-].

Temperatura de cielo, Martin & Berdahl

$$T_{sky} = \varepsilon^{0,25} T_{amb} \text{ [K]} \quad (12)$$

En donde:

T_{sky} : Temperatura de cielo [K].

ε : Emisividad de cielo [-].

T_{amb} : Temperatura ambiente [K].

Temperatura de cielo, Martin & Berdahl dependiente del tiempo

$$T_{sky} = T_{amb} \left\{ 0,711 + 0,0056(T_{dp} - 273,15) + 0,000073(T_{dp} - 273,15)^2 + 0,013 \cos(15t') \right\}^{0,25} \quad (13)$$

En donde:

T_{sky} : Temperatura de cielo [K].

T_{amb} : Temperatura ambiente [K].

T_{dp} : Temperatura punto de rocío, en este caso a presión atmosférica [K].

t' : Tiempo, según hora del día, por ejemplo para las 13: 15 es $t = 13,25$ [-].

273,15 tiene unidad[K].

0,0056 tiene unidad[1/K].

0,000073 tiene unidad [1/K²].

0,711 y 0,013 son adimensionales.

Temperatura de cielo, Swinback

$$T_{sky} = 0,055(T_{amb})^{1,5} \text{ [K]} \quad (14)$$

En donde:

T_{sky} : Temperatura de cielo [K].

T_{amb} : Temperatura ambiente [K].

Estas son tres correlaciones utilizadas en el modelo numérico, de manera separada, es decir que al resolver el problema se activa sólo una de estas correlaciones. La idea de probar estas distintas correlaciones es analizar cual representa mejor la realidad en Chile.

Flujo de calor por convección

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA\Delta T \text{ [W]} \quad (15)$$

En donde:

\dot{Q}_{conv} : Flujo de calor convectivo [W].

h: Coeficiente de convección [W/m²K]. [10]

A: Área de la superficie [m²].

ΔT : Diferencia de temperatura entre superficie y fluido, según cada caso [K].

Respecto a los coeficientes de convección, para el caso de las fórmulas utilizadas en el modelo numérico tanto para convección natural como forzada, los autores son S.W.Churchill y H. Ozoe. [10]

Flujo de calor por radiación

Se calcula como se expresó en el punto 3, en donde los factores de forma son calculados con ayuda de librerías que posee el programa EES para cálculo de factores de forma, y utilizando el álgebra de factores de forma, para minimizar la cantidad de cálculos a realizar por el programa.

Balance de energía en una superficie, caso estacionario

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i = 0 \text{ [W]} \quad (16)$$

En donde:

\dot{Q}_i : Flujo de calor i en la superficie [W].

Esto es considerando los flujos de calor por radiación y convección en la superficie, y este balance se hace para todas las superficies del sistema.

Balance de energía en una superficie, caso transiente

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i = \frac{mC_p(T_1 - T_0)}{\Delta t} \text{ [W]} \quad (17)$$

En donde:

\dot{Q}_i : Flujo de calor i en la superficie [W].

m: Masa de la superficie [Kg].

C_p : Calor específico de la superficie [J/KgK].

T_1 : Temperatura de la superficie en el instante evaluado [K].

T_0 : Temperatura de la superficie en el instante anterior [K].

Esto es considerando los flujos de calor por radiación y convección en la superficie, y este balance se hace para todas las superficies del sistema. Además de las fórmulas mencionadas, las cuales se encuentran directamente expresadas en el código, hay elementos del problema que son calculados por el programa, por medio de funciones que posee este mismo en sus librerías. Es el caso de los coeficientes de convección, dependiendo del caso que se considera para cada superficie, el cual no es siempre igual debido a la configuración geométrica. También los factores de forma, como se mencionó previamente, son calculados por el programa, y hay distintos valores de factores de forma dependiendo del caso, también debido a la geometría. Asimismo la Temperatura de punto de rocío, en inglés “dew point temperature”, presentada previamente como T_{dp} , se calcula utilizando una función del programa, la cual utiliza a su vez como variables de ingreso el tipo de fluido a considerar, la temperatura ambiental, la humedad relativa, la presión ambiental. Para más detalles respecto al código en sí, están los anexos I y II, en el primero hay un ejemplo del procedimiento para estructurar el código, con imágenes de este, y en el segundo están las imágenes de los distintos casos de código, lo que guarda relación con los distintos equipos utilizados en la parte experimental, y el tipo de régimen que se consideró.

5. Resumen de la campaña experimental

La campaña experimental resultó fundamental puesto que proporciona datos concretos respecto que tan prometedor es el uso del enfriamiento por radiación. El análisis más detallado del aspecto empírico de este estudio se puede encontrar en el trabajo de título de Jorge Barrios [11]. Se resume entonces lo principal de lo que fue la campaña experimental, en base a la cual se desarrolla la comparación con los resultados teóricos calculados por el programa EES.

5.1. Esquemas y explicación

En la Figura 5.1, representa una vista isométrica representativa del equipo que se utilizó para la campaña de mediciones, con sus componentes. Las Figuras 5.2 y 5.3 son vistas frontales y laterales respectivamente, para complementar a la Figura 5.1. El equipo tiene una base compuesta de una sección de aislante, y una placa de aluminio, cubierta con pintura negra. Las paredes son de plástico, cubiertas internamente con material reflectante.

La tapa es de un plástico denominado “Tesla”, el cual cuenta con una alta transparencia a la radiación, lo cual es beneficioso para el enfriamiento, pues permite de mayor manera el intercambio radiativo que un material de baja transparencia a la radiación. Hay dos configuraciones para el equipo, una que es sin tapa, expuesta al ambiente, y la otra es con tapa. La placa de aluminio está pintada de color negro, para aumentar su emisividad, factor clave para optimizar la emisión de energía por radiación de la placa a la atmósfera. El aislante bajo la placa metálica permite prácticamente anular la transferencia de calor por conducción en la base, lo que permite evitar la transferencia de calor del ambiente al equipo, optimizando así el enfriamiento de la placa.

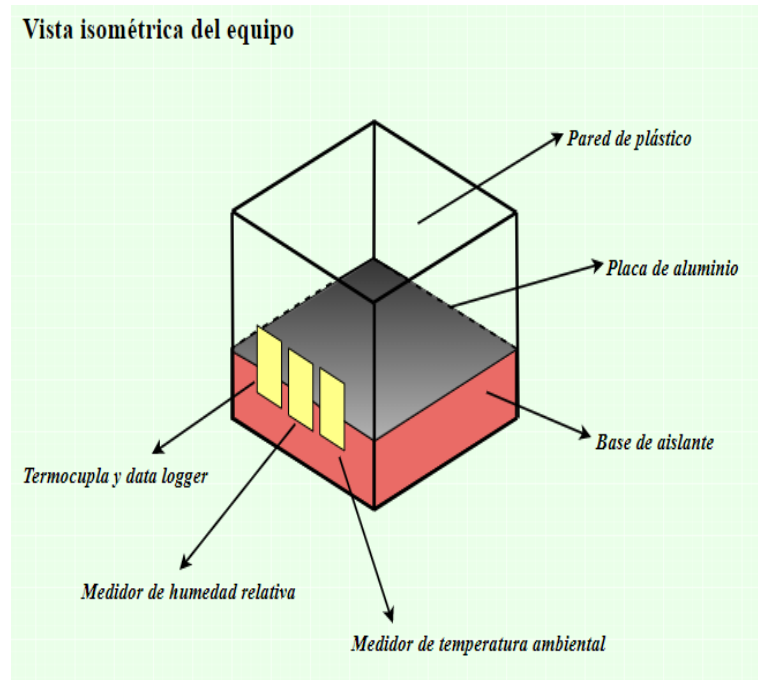


Figura 5.1: Vista isométrica del equipo radiador.

Vista frontal del equipo

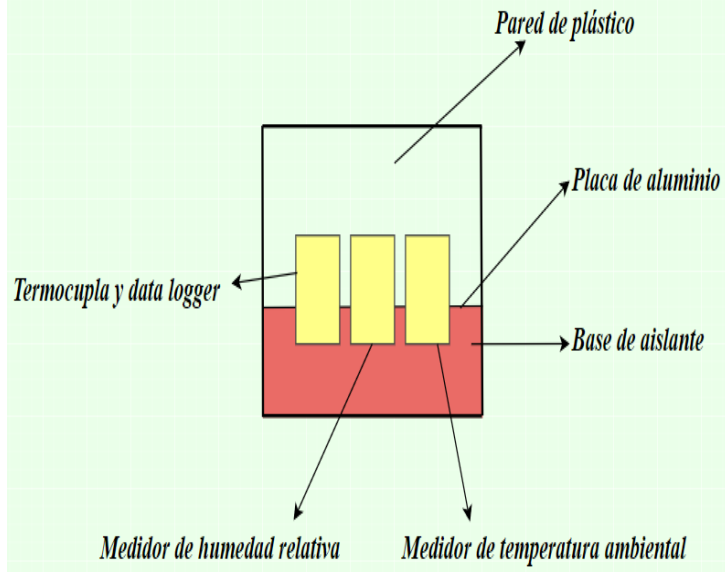


Figura 5.2: Vista frontal del equipo radiador.

Vista lateral del equipo

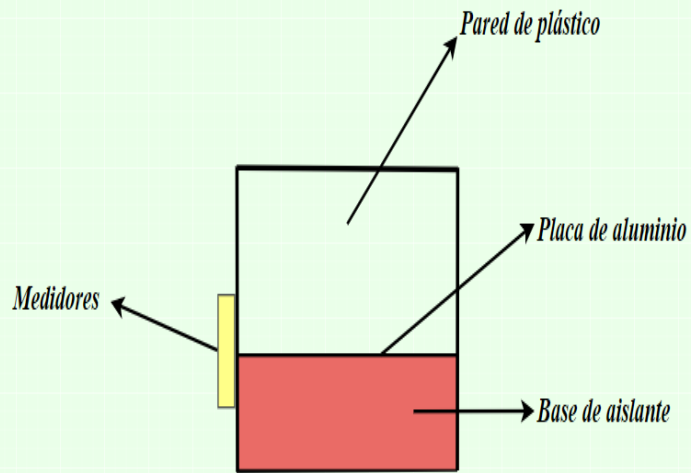


Figura 5.3: Vista lateral del equipo radiador.

Esquema de la situación

A continuación se presenta la Figura 5.4, que representa la situación que se da en el experimento, la que resulta de mayor interés para efectos del estudio, es decir, el caso en el que se da el enfriamiento por radiación nocturna. Lo que se observa es en primer lugar, el equipo de medición, explicado en las Figuras 5.1, 5.2, y 5.3, sobre una superficie. Este equipo interactúa con el ambiente y la atmósfera. Las tres formas de transferencia de energía presentes son la conducción, convección, y radiación, todas representadas en el esquema, mediante el uso de flechas. La conducción de calor, se da principalmente entre el equipo y la superficie sobre la que está, es decir, entre la superficie y la base. Esto se representa con flechas rojas. Dado que hay una capa de aislante en la base, esto permite minimizar de gran manera el flujo de energía por este medio, especialmente entre la superficie y la placa, lo cual resulta beneficioso para el enfriamiento de la placa, puesto que al estar a menor temperatura que la de la superficie sobre la que se encuentra el equipo, la placa recibiría energía de la superficie, disminuyendo así su capacidad de enfriamiento.

La convección de calor, se da entre el ambiente y el equipo, es decir, el aire que rodea al equipo entrega o recibe energía al o desde las superficies del equipo. Se representa con flechas amarillas. Mientras más superficie haya expuesta al aire, mayor intercambio de energía por convección hay, y la idea es reducirlo, puesto que la temperatura ambiente en este caso es mayor a la temperatura de placa. Además, hay dos tipos de convecciones según si hay o no velocidad de aire. La convección forzada, que corresponde al caso de convección en presencia de viento, es decir, aire con velocidad. Por otro lado está la convección natural, en donde el aire no tiene velocidad, y el movimiento del aire es inducido por el gradiente de temperaturas entre la superficie y el aire. La radiación, se representa con flechas azules, y es la principal forma de transferencia de energía, es la que permite alcanzar temperaturas de placa menores a la temperatura ambiental. La radiación se da entre las superficies del equipo, y entre las superficies y la atmósfera. Se representa en el esquema también la presencia de humedad, lo cual es realista, puesto que el aire no es completamente seco, y hay humedad presente, la cual varía en el tiempo. También se representa la presencia de gases tales como el Dióxido de carbono, ozono, metano, aunque estos no se consideran para el cálculo de temperatura de cielo en el modelo numérico. Las partículas, los gases de dióxido de carbono, metano, ozono, y el vapor de agua presentes en la atmósfera, afectan en el intercambio radiativo puesto que emiten y absorben radiación infrarroja, afectando entonces la temperatura de cielo efectiva, como se mencionó previamente en la sección 3, y es por esto que son muy importantes de considerar en el esquema de la situación, ya que sin estos elementos presentes en la atmósfera, la temperatura de cielo sería la temperatura del espacio, es decir, de 3 grados Kelvin [12], muchísimo menor a la que realmente se tiene.

Esquema de la situación

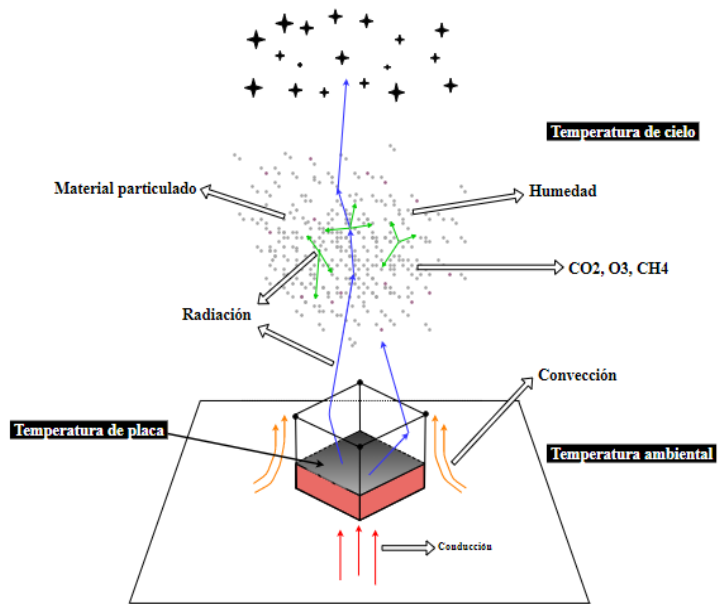


Figura 5.4: Esquema de la situación.

5.2. Mediciones realizadas

Respecto a las mediciones experimentales, lo primero que se hizo fue determinar mediante el uso del programa EES cuales eran las medidas óptimas para un prototipo, tomando en cuenta un análisis de sensibilidad y de maximización, el cual se encuentra detallado en el trabajo de Jorge Barrios [11]. Una vez que se determinó una medida aproximada para las dimensiones del equipo, se procedió con la construcción de este. La construcción significó inicialmente la modificación de un colector solar que no se estaba utilizando, ajustándolo a los requerimientos de este experimento, por lo que hubo que ajustarse a los recursos disponibles, y por lo tanto las dimensiones no resultaron las contempladas originalmente, pero si son bastante similares. El equipo que se utilizó inicialmente para las primeras mediciones, tenía 1950 [mm] de largo, 960 [mm] de ancho, y 20 [mm] de alto.

En forma resumida, se limpió, se extrajo todo aquello que no era de utilidad o que se encontraba en mal estado, y se colocaron materiales nuevos y partes nuevas. Por ejemplo, se reemplazó el aislante por uno nuevo, y se colocó la placa de aluminio cuya temperatura se debía registrar. De esta forma, una vez teniendo el prototipo listo para las mediciones, se comenzó con la primera campaña de medición, la cual comenzó el 26 de Mayo de 2017, en el Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad Técnica Federico Santa María, denominado “L.E.R”. Estas mediciones se tomaron cada 10 minutos.

Posteriormente, se fabricaron dos equipos que en su construcción son iguales prácticamente al inicial, pero que difieren principalmente en el tamaño. Son más pequeños, lo cual obedecía a la necesidad de transportarlos para mediciones el norte. Respecto a las medidas en cuestión, los equipos pequeños tienen 540 [mm] de largo, 365 [mm] de ancho, y 38 [mm] de alto. Una vez construidos estos dos equipos, primero se realizó una medición paralela utilizando uno de los equipos pequeños, y el inicial, de tal manera de corroborar que entregaban resultados similares. Esto se verificó satisfactoriamente, y los resultados se encuentran en el trabajo de Jorge Barrios [11]. En este caso las mediciones también fueron cada 10 minutos.

Posteriormente, se realizó una medición en paralelo entre los dos equipos para corroborar que ambos miden igual, tomando mediciones cada 10 minutos, lo cual se verificó mediante dichas mediciones. Completadas estas etapas, se comenzó la campaña de medición principal con estos dos equipos midiendo simultáneamente, uno sin cubierta, y el otro con cubierta. Esta campaña de medición se desarrolló en el L.E.R desde el 3 de noviembre de 2017 hasta el 14 de Noviembre de 2017. El intervalo entre mediciones fue de 10 minutos. Un resumen de estas mediciones se mostrarán a continuación, pero el análisis más profundo de estos se desarrolla en detalle en el trabajo ya citado previamente, por lo tanto, para más detalles al respecto, se puede consultar dicho estudio.

5.3. Resultados

Los resultados de las mediciones se entregan en forma de gráficos, los cuales contienen las mediciones de temperatura ambiente, humedad relativa, y temperatura de placa del equipo, en función de la hora del día. Se muestra primero un gráfico de tres días, para denotar el patrón existente, y los valores en su rango total de variabilidad, y posteriormente se presenta un gráfico con el intervalo temporal de interés, que es el rango en la noche en que se produce el enfriamiento de la placa y donde la diferencia entre temperatura de placa y ambiental son más provechosas para el efecto de enfriamiento. Como se mencionó, sólo se presentarán estos resultados.

5.3.1. Mediciones-L.E.R-equipo original

La Figura 5.5 muestra las mediciones de temperatura de placa tomadas en el equipo original, es decir, el equipo que se utilizó inicialmente en el L.E.R, el cual es de mayores dimensiones comparado a los equipos definitivos. Junto con la medición de la temperatura de placa, se midió también la temperatura ambiental, y la humedad relativa. El gráfico abarca tres días, y hay una serie de observaciones que se pueden extraer de este. Las Figuras 5.5 y 5.6 tienen dos ejes verticales. El eje de la izquierda indica las temperaturas y el eje de la derecha indica la humedad relativa, en porcentaje. La curva de humedad relativa es la amarilla, y le corresponde entonces el eje vertical derecho, como indica la flecha negra. Se ve claramente que hay un intervalo en el cual la temperatura de placa es mayor a la temperatura ambiental, el cual inicia aproximadamente a las 10 de la mañana, y finaliza aproximadamente a las 6 de la tarde.

El intervalo restante es aquel en que la temperatura de placa es menor que la temperatura ambiente, y este es el que interesa principalmente para efectos de este estudio, específicamente el intervalo de las 9 pm hasta las 3 am aproximadamente, intervalo en el cual se da la mayor diferencia de temperatura entre la placa y el ambiente. Como se puede apreciar, el comportamiento es cíclico, como es de esperarse, y el valor de temperatura de placa varía en gran medida, mucho más que lo que lo hace la temperatura ambiental. La temperatura ambiental fluctúa entre mínimos y máximos de aproximadamente 6 y 22 grados, mientras que la temperatura de placa fluctúa entre 2 y 57 grados, aproximadamente.

En la zona en la cual la temperatura de la placa es mayor a la temperatura ambiental, que corresponde aproximadamente a la zona que abarca de las 9 de la mañana hasta las 6 de la tarde, hay un máximo de diferencia de aproximadamente 35 grados, y en la zona en la cual la temperatura de placa es menor a la temperatura ambiental, la diferencia máxima es de aproximadamente 7,5 grados. Las altas temperaturas que alcanza la placa se deben principalmente a la alta radiación incidente proveniente del Sol, y la aislación que tiene el equipo, que evita que se enfría rápidamente. Además, el color negro de la superficie provoca que la radiación incidente sea absorbida en mayor medida. También el enfriamiento por efecto del intercambio radiativo entre la placa y la atmósfera muestra ser bastante efectivo, aunque bastante menor que el calentamiento. El contraste entre temperatura de cielo y temperatura de placa es el que impulsa el enfriamiento de esta, y este contraste no puede ser tan alto como el que hay entre la fuente emisora de la radiación que incide en la placa durante el calentamiento, que es el Sol, y la placa. La radiación incidente durante el día es tan alta que se impone por sobre el resto de los intercambios radiativos y por lo tanto genera un gran calentamiento en la placa, entonces es razonable que entregue de por sí mejores resultados, sin embargo, el objetivo de este estudio es enfocarse en el intervalo en el que la temperatura de placa alcanza valores menores a la temperatura ambiental, como se mencionó.

La humedad relativa varía entre valores mínimos y máximos de aproximadamente 24 y 100 por ciento. En el gráfico, el eje vertical secundario (del lado derecho) es el que indica la magnitud de la humedad relativa. Los valores más altos se dan en las primeras horas de la mañana, aproximadamente desde las 1 am hasta las 11 de la mañana. Como se puede observar, en el intervalo en el que la temperatura de placa es menor que la ambiental, la diferencia disminuye de manera concordante con el amanecer, es decir que, a medida que aumenta la radiación incidente del Sol, y siendo la humedad relativa aproximadamente igual, va aumentando la temperatura de placa más de lo que lo hace la ambiental. El gráfico 5.6 muestra un día, y contiene las barras de error para las mediciones, las cuales tienen una magnitud diferente dependiendo del caso. Para la humedad relativa, el error es de $\pm 1\%$ de su valor. Para el caso de la temperatura de placa, la barra de error tiene una magnitud de $\pm 0,2$ grados Celsius, mientras que para el caso de la temperatura ambiental, es de ± 1 grado Celsius. Estos valores se encuentran explicados en el trabajo de Jorge Barrios [11], puesto que corresponden al desarrollo detallado de la parte experimental del estudio.

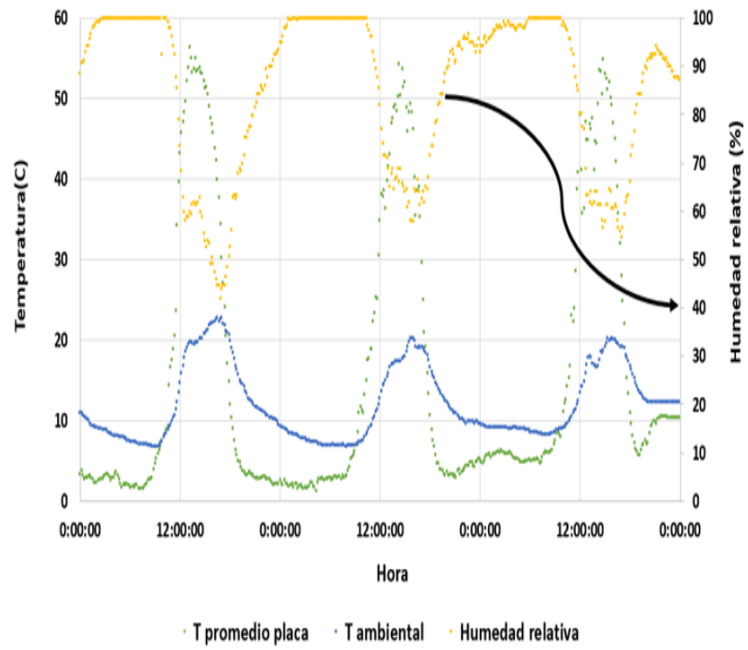


Figura 5.5: Resultados experimentales, L.E.R, equipo original.

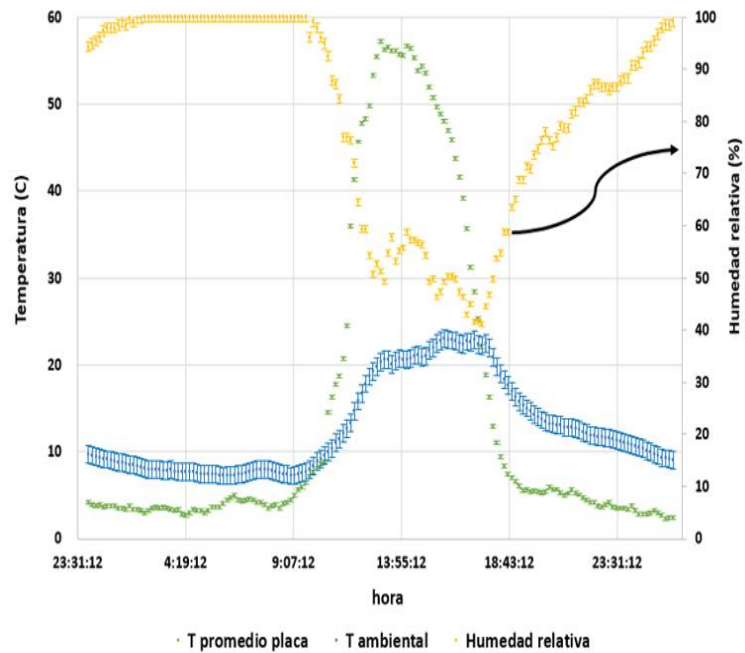


Figura 5.6: Resultados experimentales, L.E.R, equipo original.

5.3.2. Mediciones – L.E.R – equipos definitivos

La Figura 5.7 presenta las mediciones en el L.E.R respecto a los equipos definitivos, es decir, los equipos pequeños, utilizados también para la medición en la zona norte. Este gráfico muestra los resultados para dos días y medio, y el comportamiento en general es similar al que se aprecia para el caso del equipo original, aunque en este caso es importante notar que hay dos temperaturas de placa medidas paralelamente, una para el equipo sin tapa, y la otra para el equipo con tapa. Las Figuras 5.8 y 5.9 también contienen las barras de error mencionadas previamente, en donde, para la humedad relativa, el error es de $\pm 1\%$ de su valor. Para el caso de la temperatura de placa, la barra de error tiene una magnitud de $\pm 0,2$ grados Celsius, mientras que para el caso de la temperatura ambiental, es de ± 1 grado Celsius. Las Figuras 5.7 y 5.8 tienen dos ejes verticales. El eje de la izquierda indica las temperaturas y el eje de la derecha indica la humedad relativa, en porcentaje. La curva de humedad relativa es la amarilla, y le corresponde entonces el eje vertical derecho, como indica la flecha negra.

Respecto a la diferencia de temperatura entre el radiador y el ambiente, la mayor diferencia se logra para el equipo descubierto, con valores máximos de aproximadamente 8 grados Celsius. Los valores mínimos de las temperaturas resultan similares tanto para las temperaturas de placa como para la temperatura ambiental, pero los valores máximos de temperatura ambiental y de placas son mayores para este caso. El valor máximo de temperatura ambiental es de aproximadamente 41 grados, mientras que en el caso de la temperatura de placa, los máximos valores alcanzan magnitudes cercanas a los 120 grados, para el caso del equipo con tapa. Esta diferencia es atribuible al hecho de que hubo días particularmente calurosos, y naturalmente no todos los días son iguales, por lo que lo importante es ver una concordancia en el comportamiento, lo cual se cumple. La humedad fluctúa de manera muy similar al caso anterior.

Es importante analizar la diferencia entre el caso con y sin tapa, y esta diferencia se da tanto en la región en que la temperatura de placa es menor a la ambiental como viceversa. Para el caso en que la temperatura de placa es mayor a la ambiental, se observa claramente que el equipo con tapa alcanza temperaturas mayores al equipo sin tapa. Lo mismo sucede para el caso en que la temperatura de placa es menor a la ambiental, en donde nuevamente se ve que la temperatura del equipo con tapa es mayor. Esto en particular se aprecia de mejor manera en la Figura 5.9. La causa de esta diferencia, es el cómo afecta la presencia de la tapa a la transferencia de calor por radiación y convección. Desde el punto de vista del intercambio radiativo, la tapa interfiere con el paso de las ondas, puesto que no es completamente transparente a la radiación. Esto afecta de dos maneras. Por un lado, dificulta el paso de la radiación incidente, y por otro, dificulta la salida de la radiación que emite la placa.

Para efectos del enfriamiento de la placa, el que dificulte el ingreso de la radiación incidente es beneficioso, pero que dificulte la salida de la radiación emitida por la placa es perjudicial. Respecto a la transferencia de energía por convección, el que la placa esté expuesta al ambiente es beneficioso para su enfriamiento, en el caso en el que la placa se encuentra a mayor temperatura que el ambiente, y por el contrario, la presencia de tapa en dicho caso dificultaría su enfriamiento, puesto que no habría una exposición directa al aire ambiente, y no se generaría convección directa con este. Entonces en el caso en el que la placa está a mayor temperatura que el ambiente, el efecto de la convección con el aire a temperatura ambiental permite que la placa expuesta no se caliente tanto como la que está cerrada. Para el caso de mayor interés, que es cuando la temperatura de placa es menor al ambiente, como se mencionó también sucede que la temperatura del equipo expuesto es menor que la del equipo tapado, es decir que el equipo expuesto arroja mejores resultados.

Para este caso, desde el punto de vista de la radiación, la radiación incidente es mucho menor que en el día, ya que no hay exposición solar directa, por lo tanto la tapa no aporta en gran medida a evitar entrada de radiación. Sin embargo, sigue dificultando la salida de la radiación emitida por la placa, lo cual es contraproducente para efectos del enfriamiento de esta. Respecto a la convección en este caso, dado que la placa está a menor temperatura que el ambiente, la tapa resulta beneficiosa para mantener la placa a menor temperatura que la del ambiente, puesto que la convección es perjudicial. Aunque la convección como se mencionó es perjudicial en el caso de radiador expuesto, es de tipo natural prácticamente, es decir, no forzada, esto debido a la poca presencia de viento, y las bajas velocidades de este, por lo que la convección no es potente, ya que el gradiente de temperatura, que es el que induce el movimiento del aire y por tanto la convección propiamente tal (en el caso de convección natural), no es de gran magnitud (Con un valor máximo medido de 8 grados Celsius aproximadamente). Con todo esto es razonable también que el equipo con tapa tenga mayor temperatura, considerando que venía de tener mayor temperatura en el intervalo de exposición directa solar, manteniéndose así esta condición en el ciclo. Las Figuras 5.8 y 5.9 muestran la información de manera más detallada, e incluyendo barras de error.

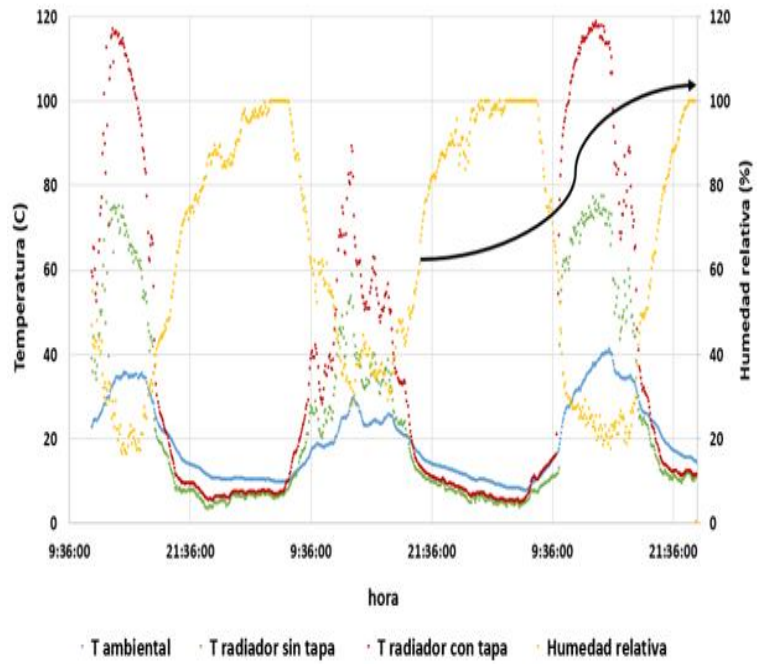


Figura 5.7: Resultados experimentales, L.E.R, equipos definitivos.

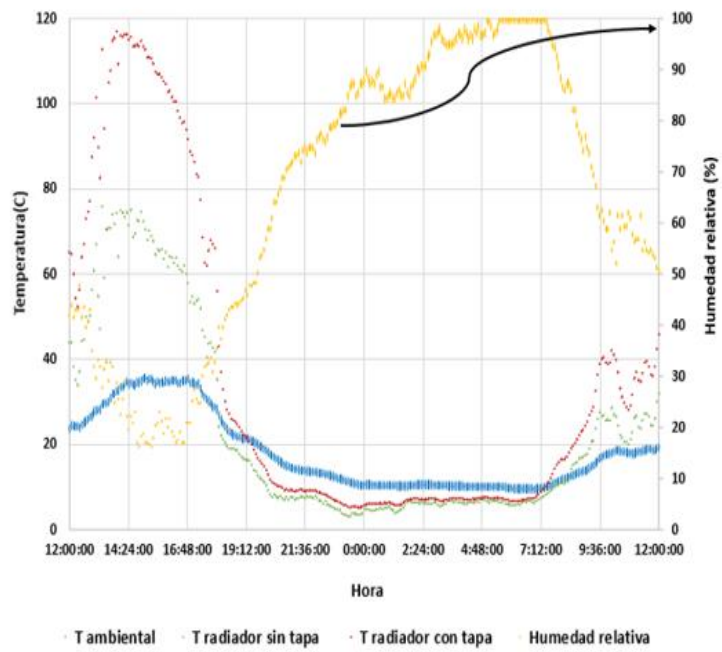


Figura 5.8: Resultados experimentales, L.E.R, equipos definitivos.

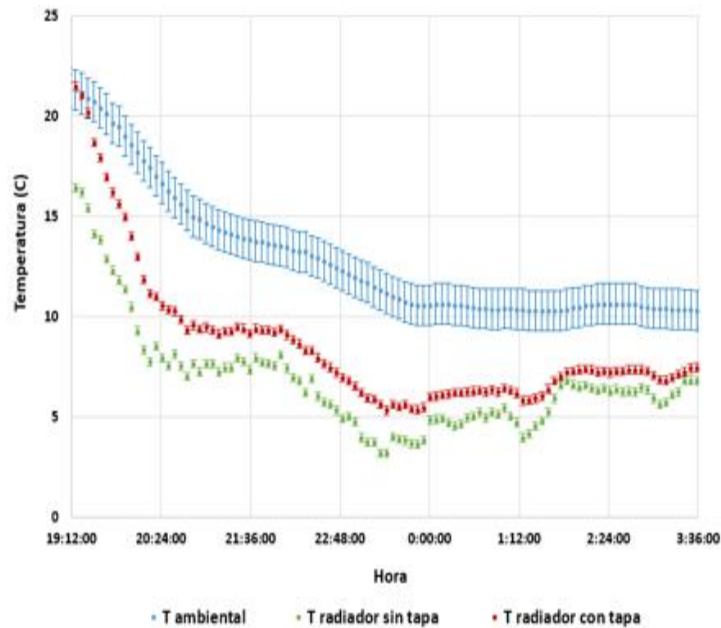


Figura 5.9: Resultados experimentales, L.E.R, equipos definitivos.

6. Validación

A continuación se presentan gráficos que muestran la comparación entre datos empíricos obtenidos gracias a la campaña experimental anteriormente mencionada, y los resultados teóricos que entrega el programa EES al resolver el problema mediante una serie de iteraciones, para los distintos casos. Las iteraciones son intervalos de 10 minutos, concordantes con los intervalos reales de 1º minutos en las mediciones. En estos gráficos, las temperaturas de placa calculadas son valores teóricos, mientras que la temperatura de placa medida es un valor empírico. Por lo tanto, en el caso de los valores de temperatura de placa medida, se incluye la barra de error, mencionada previamente, que para el caso de temperatura de placa tiene una magnitud de $\pm 0,2$ grados Celsius. La sección 6.1 entonces corresponde a la comparación respecto a los datos medidos por los equipos definitivos en el laboratorio de energías renovables de la U.T.F.S.M.

6.1. Validación – L.E.R – equipos definitivos

6.1.1. Caso sin tapa

Las Figuras 6.1 y 6.2 muestran los resultados de la comparación entre los valores de temperatura de placa medidos experimentalmente, y los calculados por el programa EES, usando las tres correlaciones que se han explicado previamente, las cuales son la correlación de Martin & Berdahl dependiente de tiempo, Martin & Berdahl, y Swinback, esto tomando el caso de la campaña de medición en el L.E.R, y para el equipo definitivo sin tapa. Puesto que esta comparación es en base a la campaña experimental, los valores de temperatura ambiental y humedad relativa se excluyen debido a que esta información resultaría redundante, y de esta forma el gráfico se enfoca en la comparación entre temperaturas de placa para cada caso, que es el foco de esta sección. El primer gráfico muestra un intervalo de las 9:36 pm hasta las 3:36 am, y como se puede observar, los valores de las temperaturas para las distintas correlaciones son bastante similares entre sí. La diferencia entre los valores de temperatura teóricos calculados y los valores empíricos no es siempre igual, y como se puede apreciar, los valores calculados tienden en general a ser menores a los valores medidos. Esto tiene sentido puesto que el modelo no considera las ganancias de energía que recibe la placa por efecto de la conducción, la cual si bien es baja debido a la aislación, y por eso se desprecia, existe.

Cierta cantidad baja de radiación incide también de los cuerpos que tienen factor de visión respecto a la placa, que también aportan pequeñas cantidades de energía. A nivel teórico, si se consideran estos aportes de energía la temperatura calculada resultaría ligeramente mayor, acercándose más a la real. De todas maneras, los valores calculados son de por sí muy cercanos a los reales. En las secciones en las que el valor calculado es más cercano a la temperatura medida, las diferencias son de entre 1 y 2 grados Celsius mayoritariamente. Respecto a las correlaciones, para este caso se ve que, si bien son cercanas entre sí, hay una que resulta la más cercana en el intervalo de mayor interés, que es aproximadamente de las 9 pm a las 3 am, y esa es la correlación de Martin & Berdahl, que corresponde a la línea verde.

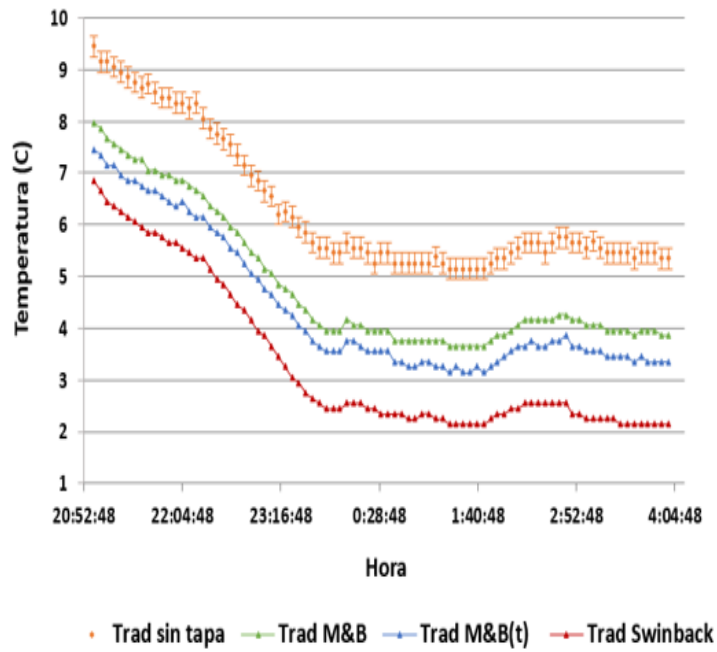


Figura 6.1: Validación, L.E.R, equipo sin tapa.

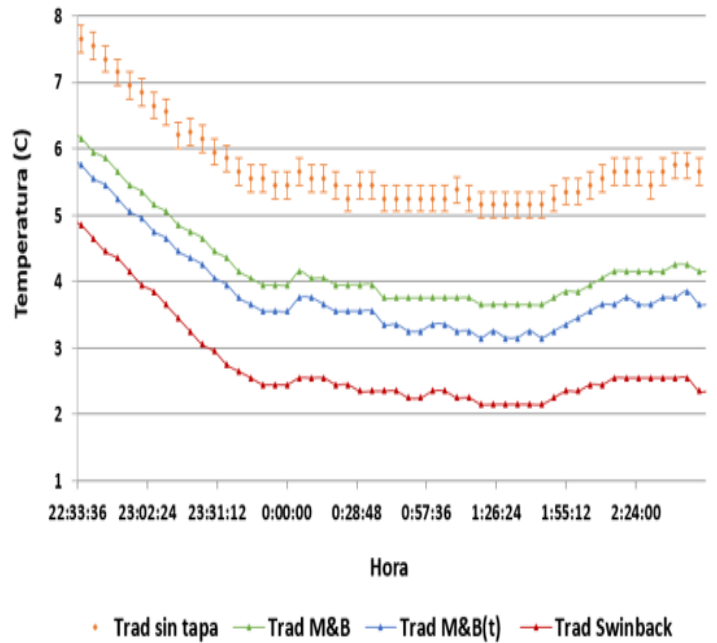


Figura 6.2: Validación, L.E.R, equipo sin tapa.

6.1.2. Caso con tapa

Las Figuras 6.3 y 6.4 presentes a continuación contienen el contraste entre las temperaturas medidas en el L.E.R para el caso del equipo definitivo con tapa, y los valores de temperatura calculados en el programa EES, con las tres correlaciones. En este caso, de manera gráfica no es tan evidente cual correlación resulta la más acertada en sus resultados, pero analizando los valores de manera numérica, es decir, evaluar la diferencia entre cada temperatura de una correlación y el valor real medido, esto para cada correlación, se puede definir cuál es la que en promedio se acerca más, que resulta ser la correlación de Martin & Berdahl. Esto se detalla en la tabla de la sección 7.

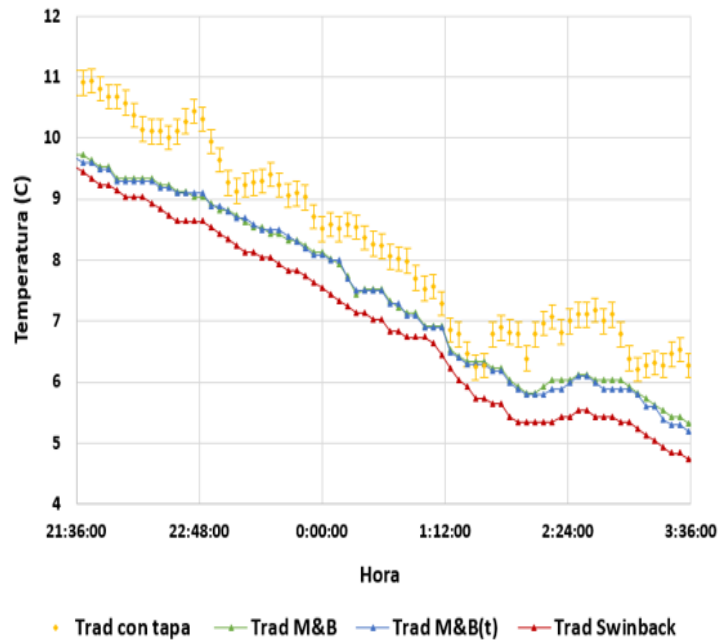


Figura 6.3: Validación, L.E.R, equipo con tapa.

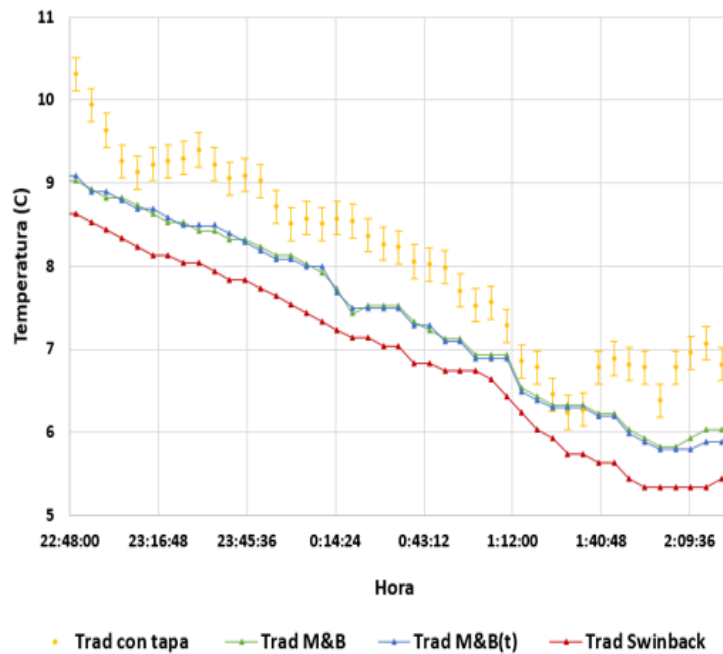


Figura 6.4: Validación, L.E.R, equipo con tapa.

6.2. Validación - L.E.R - considerando velocidad de viento propuesta

En esta sección, se desarrolla el cálculo de temperaturas de placa para el caso de equipo descubierto, pero tomando en cuenta el caso de convección forzada, es decir, suponiendo una velocidad de viento, que en este caso es fija y de magnitud 2,3 [m/s], lo cual para efectos del modelo numérico se realiza al definir el coeficiente de convección según una fórmula que considera la velocidad de viento como variable de entrada [13]. La idea de esto es comparar con el caso de convección natural evaluado en la sección 6.1. Entonces, en la Figura 6.5 que se presenta a continuación, se muestran los resultados de temperatura de placa calculados, para las distintas correlaciones, y la temperatura de placa medida, con su respectiva barra de error, de $\pm 0,2$ grados Celsius. Lo sucede respecto al caso de convección natural, es que las temperaturas de placa teóricas son mayores, lo cual tiene sentido, puesto que al ser la convección forzada más eficiente, y la temperatura ambiente mayor a la temperatura de placa (así es durante el enfriamiento por radiación nocturna), esto significa que la placa recibe más energía del ambiente, y por lo tanto debiera enfriarse menos.

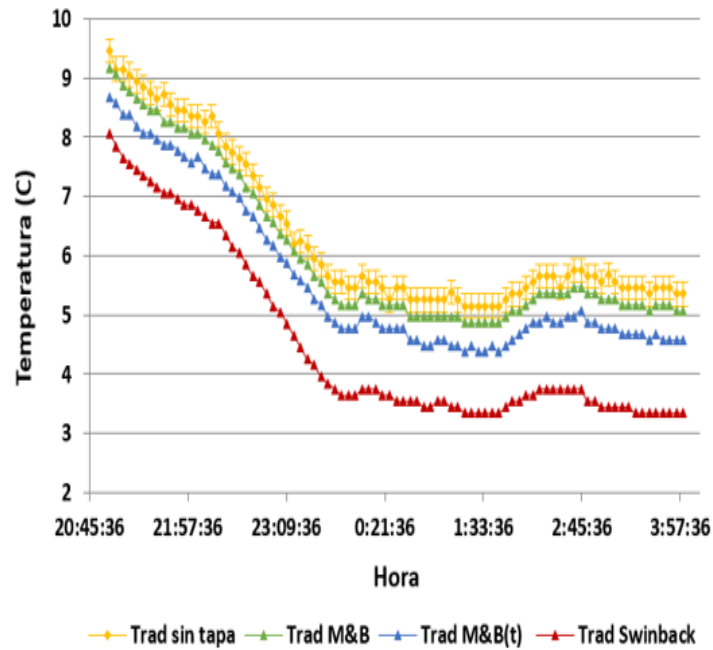


Figura 6.5: Validación, L.E.R, equipo sin tapa, convección forzada.

7. diferencias absolutas y porcentuales

7.1. Promedios de diferencias absolutas

En este segmento, la idea es representar numéricamente la proximidad entre los valores teóricos calculados por el programa para cada caso, y los valores empíricos asociados. Para esto se tomaron en cuenta los casos de mediciones en el laboratorio de energías renovables (L.E.R), y las mediciones en la zona norte, considerando el equipo sin tapa y el equipo con tapa, para las tres distintas correlaciones utilizadas. Para esto se define una diferencia promedio (Δ), que resulta del promedio de la diferencia entre la temperatura de placa medida, es decir, el valor empírico, y la temperatura de placa calculada por el programa EES, es decir, el valor teórico. Es importante aclarar que esto se realizó tomando en cuenta el rango horario de interés para el fenómeno de enfriamiento por radiación nocturna, y que justamente arroja mejores resultados, que es el rango aproximado de las 21:00 hrs a las 3:00 hrs, esto para todos los días registrados.

Entonces, la fórmula según la cual se calcula este promedio de diferencias es la siguiente:

$$\Delta = \frac{\sum_{i=1}^n |T_i^e - T_i^t|}{n} \quad (18)$$

En donde:

Δ : Promedio de diferencias de temperatura [C].

T_i^e : Temperatura de placa medida experimentalmente, en la medición i [C].

T_i^t : Temperatura de placa calculada teóricamente por EES, en iteración i [C].

n: Numero de mediciones e iteraciones consideradas [-].

A continuación, en la Tabla 7.1 se aprecian los resultados para los valores promedios de diferencias de temperatura de placa, para los diversos casos ya mencionados:

Tabla 7.1: Promedios de diferencias absolutas.

Ubicación	Caso	Correlación utilizada	Δ (C)
L.E.R	Sin tapa	Martin & Berdahl dependiente de t	1,61
L.E.R	Sin tapa	Martin & Berdahl	1,36
L.E.R	Sin tapa	Swinback	2,64
L.E.R	Con tapa	Martin & Berdahl dependiente de t	1,81
L.E.R	Con tapa	Martin & Berdahl	1,59
L.E.R	Con tapa	Swinback	2,89

Con esta información, se puede concluir qué correlación resulta mejor para cada caso, y cuál es la que más se aleja, siendo la mejor la que presenta menor promedio de diferencias, siendo por lo tanto la correlación con la cual más se acercan los resultados teóricos calculados por el programa los valores empíricos medidos. Si bien dan resultados diversos, de todas maneras son similares entre sí, no habiendo una correlación que categóricamente se imponga sobre las otras, aunque es la correlación de Martin & Berdahl la que entrega las menores diferencias y por ende los mejores resultados. En la siguiente figura(Figura 7.1) se muestra la misma información que contiene la Tabla 7.1, de manera didáctica:

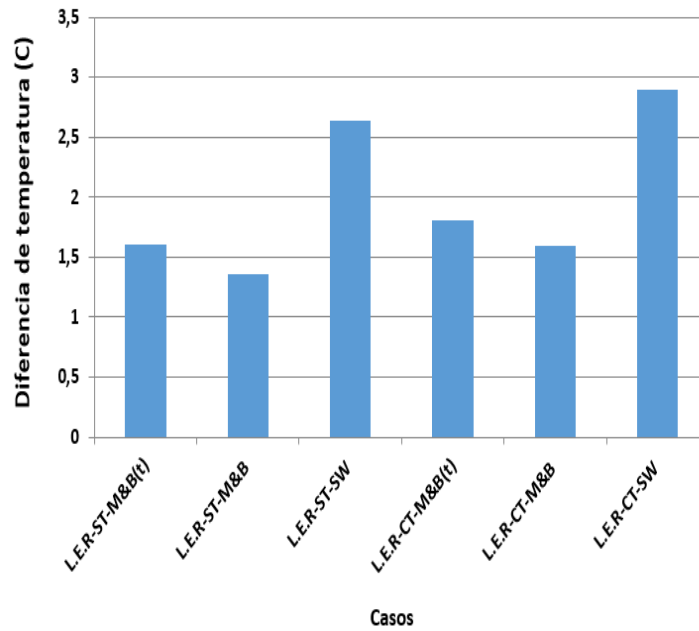


Figura 7.1: Promedios de diferencias absolutas.

7.2. Promedios de porcentajes de diferencias

En esta sección, la intención es dimensionar las diferencias entre los valores calculados y los valores empíricos de temperatura de placa, pero respecto a porcentajes. Para calcular este promedio de porcentajes de diferencia, se calcula primero cada porcentaje de diferencia determinando qué porcentaje representa la diferencia entre temperatura empírica y teórica, respecto al valor de temperatura empírica en grados Kelvin como el total, es decir, el 100%. Una vez calculado el porcentaje de diferencia para cada pareja de temperaturas, se establece un promedio de estos.

La fórmula a continuación representa este cálculo:

$$P = \frac{\sum_{i=1}^n \left\{ \frac{|T_i^e - T_i^t| 100}{T_i^e} \right\}}{n} [\%] \quad (19)$$

En donde:

P : Promedio de porcentajes de diferencias [%].

T_i^e : Temperatura de placa medida experimentalmente, en la medición i [K].

T_i^t : Temperatura de placa calculada teóricamente por EES, en iteración i [K].

n : Numero de mediciones e iteraciones consideradas [-].

Los resultados se muestran en la Figura 7.2, que contiene el promedio de porcentajes de diferencias para cada caso, considerando los mismos casos mencionados en la sección 7.1.

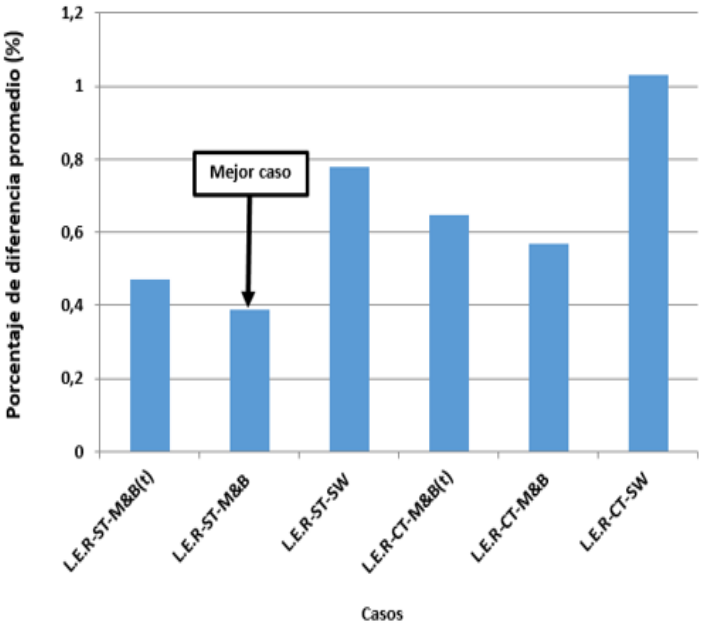


Figura 7.2: Promedios de porcentajes de diferencias.

8. Gráficos de comparación entre temperatura teórica y empírica

En esta sección, se contrastan directamente las parejas de temperaturas empíricas y teóricas. Para esto, lo que se hace es representar estas parejas de valores de temperaturas en forma de puntos un gráfico, teniendo los valores de temperaturas empíricas en el eje de las abscisas, y los valores de temperaturas teóricas en el eje de las ordenadas. Esto se hace tomando las parejas de temperaturas en un rango horario de las 9 pm hasta las 3 am, y para tener un gráfico más ordenado, las temperaturas empíricas se ordenan de menor a mayor, independiente del orden temporal. Además de quedar más ordenado, otra razón para ordenar las temperaturas empíricas de menor a mayor, es que se puede contrastar el conjunto de puntos con la recta ideal que se obtendría si los valores teóricos fueran idénticos a los valores empíricos en cada pareja.

Si los valores teóricos resultaran iguales a los empíricos para cada pareja, lo que se obtendría sería una recta ideal, de pendiente 1. Esta recta se incluye en el gráfico, de manera de visualizar la dispersión entre los puntos reales obtenidos, y la recta ideal. Entonces, a continuación se presentan las Figuras 8.1 y 8.2, los cuales corresponden a dos casos. La Figura 8.1 corresponde a la comparación en base a las mediciones en el L.E.R, para el caso de equipo sin tapa, y la Figura 8.2 corresponde a la comparación en base a las mediciones en el L.E.R, para el caso de equipo con tapa.

Respecto a la Figura 8.1, se tienen valores de temperatura de placa medidos mínimos de aproximadamente 5,1 grados Celsius, y máximos de 9,4 grados, mientras que para las temperaturas teóricas hay un mínimo de aproximadamente 2,1 grados, y máximo de 8 grados. Se ve que los valores teóricos resultan menores a los empíricos, porque los puntos están debajo de la recta ideal. Se aprecia que para este caso la correlación de Swinback (puntos verdes) es la que presenta en sus resultados mayor dispersión respecto a los valores ideales, mientras que la que más se acerca es la correlación de Martin & Berdahl (puntos azules).

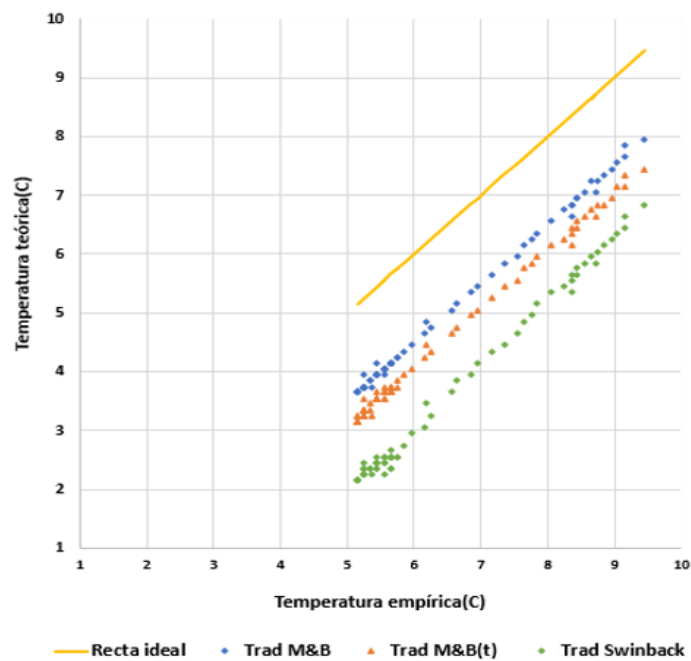


Figura 8.1: Comparación entre temperatura empírica y teórica, caso sin tapa.

Para la Figura 8.2, la temperatura de placa medida tiene mínimos de aproximadamente 6,4 grados Celsius, y máximos de 10,8 grados, mientras que para las temperaturas teóricas hay un mínimo de aproximadamente 3,8 grados y máximo de 9,5 grados. Se observa que los valores teóricos nuevamente son menores que los empíricos, dado que nuevamente los puntos están debajo de la recta ideal. Para este caso la correlación de Martin & Berdahl (puntos azules) es la que más se acerca a los valores ideales, es decir la que presenta menos dispersión respecto a la recta ideal, mientras que la que menos se acerca es la correlación de Swinback (puntos verdes).

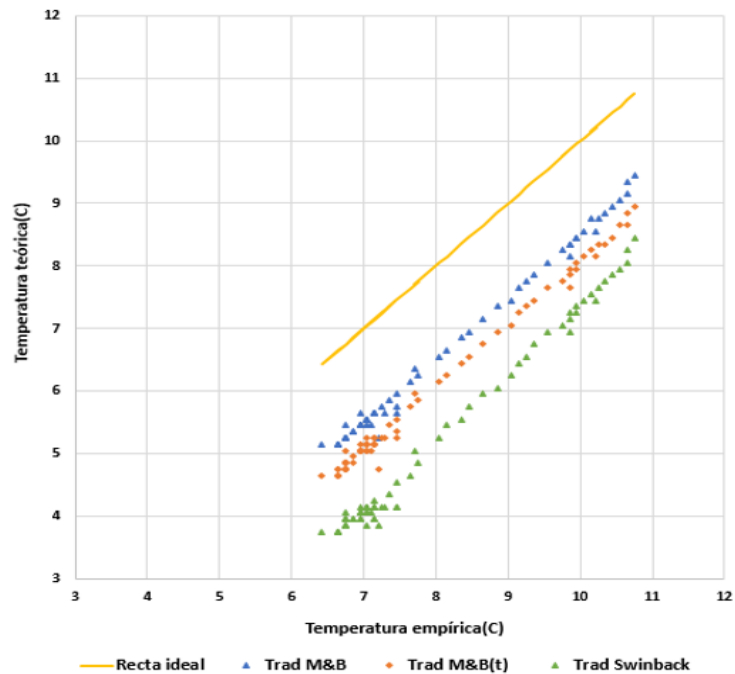


Figura 8.2: Comparación entre temperatura empírica y teórica, caso con tapa.

9. Potenciales de enfriamiento para distintos tipos de climas

El clima de Chile posee una amplia variedad de condiciones debido a una gran escala geográfica que se extiende por casi 40 grados de latitud, en donde, de manera general, el norte del país presenta un clima con menores humedades y mayores temperaturas, siendo estas relativamente altas, y el extremo opuesto se observa en la zona extremo sur del país, con humedades mucho mayores y temperaturas muy bajas. La zona central del país se encuentra en un punto intermedio tanto en valores de temperaturas como en humedad. Esto se traduce en una caracterización del clima de Chile según distintos tipos de climas. Es por la existencia de tal diversidad de tipos de climas en Chile que resulta apropiada la determinación estimativa de potenciales de enfriamiento para los diversos climas en el país, los cuales están asociados a zonas climáticas. Para esto lo que se realizó fue una simulación del experimento de enfriamiento del radiador, en base a datos ambientales registrados para diversas ciudades representativas de las distintas zonas climáticas que se consideraron.

Entonces, en base a datos de humedad relativa y temperatura ambiental medidas en estaciones automáticas en línea en cada ciudad, y utilizando el código EES, se simuló el experimento, esto quiere decir que se calculó la temperatura del radiador. Una vez calculadas las temperaturas de placa del equipo a nivel teórico, se calculó la diferencia de temperatura entre el radiador (placa) y la temperatura ambiental correspondiente, de tal manera de obtener así la diferencia de temperatura correspondiente al potencial de enfriamiento que tiene el equipo respecto al ambiente. Respecto a la información utilizada, esta se extrajo de la base de datos de las estaciones de medición automáticas en línea que posee el servicio de dirección meteorológica de Chile, perteneciente a la dirección general de aeronáutica civil, en el sitio web que tiene disponible para uso público la dirección meteorológica. Respecto al código utilizado, se consideró el caso de equipo sin tapa, puesto que es la configuración que según las mediciones entrega mejores resultados de enfriamiento, y respecto a la correlación para temperatura de cielo utilizada, por el mismo motivo se utilizó la correlación de Martin & Berdahl.

Es importante aclarar qué tipos de climas se consideraron. Estos son 5, siendo el primero el clima desértico normal, luego el clima desértico costero, el clima estepárico costero, y finalmente los climas mediterráneo seco y mediterráneo seco-húmedo. Cada tipo de clima está asociado a una zona climática, comprendida entre ciertas regiones, y por tanto a cada zona le corresponde un grupo de ciudades. Se utilizaron los datos de una ciudad representativa de cada zona. El clima desértico normal, comprende la región central de la primera, Segunda, y Tercera Región del país, y para representar a este tipo de clima se tomó en cuenta la ciudad de Calama, Segunda Región.

El clima desértico costero se encuentra en la zona costera de la Primera, Segunda, Tercera y Cuarta Región, y la ciudad que se tomó en cuenta para este tipo de clima fue la ciudad de Antofagasta, Segunda Región. Respecto al clima estepárico costero, este se encuentra en la Cuarta Región y parte de la Quinta Región, y se seleccionó la ciudad de Coquimbo, Cuarte Región. El clima mediterráneo seco se encuentra de la Quinta a la Séptima Región, y se utilizó la ciudad de Rancagua. Finalmente, el clima mediterráneo seco-húmedo es el que se ubica más al sur de los climas considerados, y va de la Séptima a la Novena Región. Para esta zona climática se seleccionó la ciudad de Concepción. Esta clasificación descrita a continuación se resume en la Tabla 9.1, que se muestra a continuación.

Tabla 9.1: Tipos de climas y ciudades representativas.

Tipo de clima	Regiones	Ciudad representativa
Desértico normal	I,II,III	Calama
Desértico costero	I,II,III,IV	Antofagasta
Estepárico costero	IV, V	Coquimbo
Mediterráneo seco	V, VI, VII	Rancagua
Mediterráneo seco - húmedo	VII,VIII, IX	Concepción

Adicionalmente, en la Tabla 9.2 se resume información respecto a los distintos casos tomados en cuenta, indicando las ciudades representativas seleccionadas, las ubicaciones de las estaciones de mediciones utilizadas, los días considerados, el rango horario, y los parámetros ambientales seleccionados.

Tabla 9.2: Información referente a datos utilizados.

Ciudad	Ubicación	Días	Rango horario	Parámetros
Calama	Lat: 22° 29' 43" S. Long: 68° 54' 16" W. Alt: 2.293 mts.	Lunes 9 de Abril. Martes 10 de Abril.	8:00 pm – 4:00 am	Humedad relativa. Temperatura amb.
Antofagasta	Lat: 23° 40' 51" S. Long: 70° 24' 40" W. Alt: 31 mts.	Lunes 9 de Abril. Martes 10 de Abril.	8:00 pm – 4:00 am	Humedad relativa. Temperatura amb.
Coquimbo	Lat: 30° 2' 1" S. Long: 70° 41' 50" W. Alt: 642 mts.	Lunes 9 de Abril. Martes 10 de Abril.	8:00 pm – 4:00 am	Humedad relativa. Temperatura amb.
Rancagua	Lat: 34° 10' 20" S. Long: 70° 46' 34" W. Alt: 482 mts.	Lunes 9 de Abril. Martes 10 de Abril.	8:00 pm – 4:00 am	Humedad relativa. Temperatura amb.
Concepción	Lat: 36° 37' 15" S. Long: 72° 21' 45" W. Alt: 50 mts.	Lunes 9 de Abril. Martes 10 de Abril.	8:00 pm – 4:00 am	Humedad relativa. Temperatura amb.

A continuación se presenta entonces la Figura 9.1, que resume los resultados de potencial de enfriamiento estimado mediante la simulación del experimento de enfriamiento del radiador, en donde en el eje vertical se indica la diferencia de temperatura calculada entre placa y ambiente, y en el eje horizontal la hora respectiva. El rango horario comprendido es de las 8 pm hasta las 4 am. Hay 5 curvas, una para cada tipo de clima de los que se consideraron, es decir que para cada curva se utilizaron los datos ambientales de la respectiva ciudad correspondiente a cada tipo de clima.

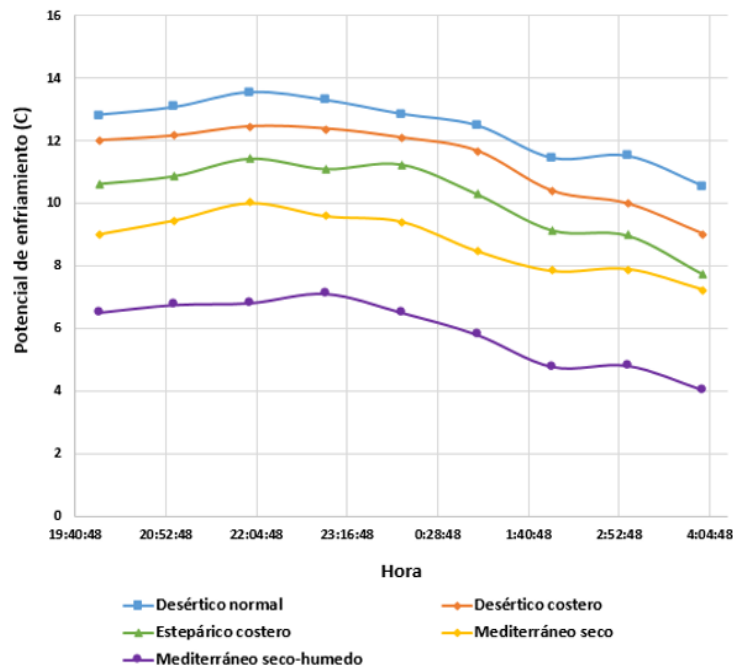


Figura 9.1: Potenciales de enfriamiento.

Se ve que el comportamiento del potencial de enfriamiento es similar en general, alcanzando los mayores valores entre las 9 pm y 11 pm, y presentando un decaimiento a partir de las 0:00 horas. Los mejores resultados corresponden a los tipos de climas asociados a las zonas climáticas más al norte del país (como el clima desértico normal). Para los climas más secos y con cielo más despejado se obtienen mejores resultados, mientras que para los más húmedos y menos despejados, es decir, los que se ubican más al sur (como el clima mediterráneo seco-húmedo), se obtienen menores potenciales de enfriamiento.

Conclusión

La conclusión del trabajo es respecto a los objetivos específicos del trabajo. Respecto al primero objetivo, que consistía en desarrollar el estado del arte, esto se llevó a cabo, con un total de 6 estudios analizados. Cada estudio trataba el tema de enfriamiento por radiación nocturna desde un punto de vista, de tal manera que es su conjunto permiten tener una idea bastante completa acerca de los resultados que puede entregar, y de cómo se puede hacer más eficiente el uso de este fenómeno, conocimiento que fue de utilidad para saber cómo hacer un mejor equipo para pruebas experimentales, un mejor modelo numérico, y para tener valores de referencia para comparar con los resultados de este estudio. Los resultados de potenciales de enfriamiento presentados en estos estudios, resultaron ser de magnitudes entre los $30[kW/m^2]$ y los $80\ 30[kW/m^2]$, y también los resultados concluyeron que los mejores resultados se obtienen para climas más secos y de cielo más despejados. Adicionalmente, se concluyó que la emisividad de la superficie radiadora debe ser lo más alta posible en el rango de longitudes de onda de 8 a 13 micrómetros, para lograr un enfriamiento por radiación nocturna más eficiente. Se concluyó adicionalmente que la estimación adecuada de la temperatura de cielo es fundamental para el desarrollo de un modelo numérico que entregue resultados precisos. También se concluyó que la convección es de gran importancia, y que debe considerarse de manera adecuada en el modelo numérico, a través de un correcto cálculo del coeficiente de convección, y en donde hay dos posibles casos, la convección forzada, y la convección natural.

Respecto al segundo objetivo, que consistía en desarrollar un modelo numérico que simulara el experimento de enfriamiento de placa, al calcular las temperaturas de placa, se concluyó, una vez completado este modelo numérico y validado al comparar con los datos experimentales referenciales, que resultaron de gran importancia las correctas estimaciones de temperaturas de cielo por medio de las diversas correlaciones que se consideraron. De la misma forma, el correcto modelamiento del intercambio radiativo entre las superficies del sistema por medio de un sistema de ecuaciones, y la apropiada consideración del flujo de calor por convección, resultaron de gran importancia también para obtener resultados precisos. De entre los parámetros requeridos por el modelo numérico, se destacan la humedad relativa y la temperatura ambiental, los cuales se toman directamente de la campaña de medición, que por ende deben ser medidos con precisión.

En lo que respecta al tercer objetivo, que correspondía a llevar a cabo la validación del modelo numérico en base a mediciones experimentales, se concluyó que los resultados para las distintas correlaciones de temperatura de cielo son cercanos, pero que la correlación que entrega mejores resultados es la correlación de Martin & Berdahl. Respecto a las diferencias promedio entre temperatura calculada por el modelo y temperatura medida referencial, el caso con mejor resultado es el de equipo sin cubierta, y con correlación de Martin & Berdahl, con una diferencia de 1,36 grados Celsius.

El objetivo final era el de estimar el potencial de enfriamiento para diversos tipos de climas en el país expresada como diferencia de temperatura entre la temperatura de placa teórica calculada y la temperatura ambiental medida, para lo cual se desarrolló entonces una simulación del experimento de enfriamiento de placa, en un rango horario de las 8:00 pm a las 4:00 am, calculando la temperatura de placa en base a la humedad relativa y temperatura ambiental medidas en estaciones de medición automáticas en línea que posee el servicio de dirección meteorológica de Chile, perteneciente a la dirección general de aeronáutica civil, en el sitio web que tiene disponible para uso público la dirección meteorológica. Se concluyó que los resultados concuerdan con el comportamiento esperado, en donde los climas más secos y despejados, obtienen mejores enfriamientos por radiación nocturna que climas más húmedos y menos despejados. Para los tipos de clima evaluados, el mejor resultado fue para el clima desértico normal, representado por la ciudad de Calama, con un máximo de diferencia de temperatura estimado de 13,8 grados Celsius, y el resultado más bajo fue para el clima mediterráneo seco-húmedo, representado por la ciudad de Concepción.

10. Referencias

- [1] Balázs Bokor, László Kajtára, Doğan Eryenerb. Nocturnal radiation: new opportunity in building cooling. [en línea] oct. 2016. 18 <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217311979>> [consulta: 5 septiembre 2017]
- [2] John Hollick. Nocturnal radiation cooling tests. [en línea] 2012 <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610212016219>> [consulta: 5 septiembre 2017]
- [3] Ghassem Heidarinejad, Moien Farmahini, Shahram Delfani. Investigation of a hybrid system of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling. [en línea] ene. 2010. 04 <<https://pdfs.semanticscholar.org/4ce7/bde64777871e8f7f10f740167c066b7106ef.pdf>> [consulta: 5 septiembre 2017]
- [4] Zhen Chen, Linxiao Zhu, Aaswath Raman & Shanhui Fan. Radiative cooling to deep sub-freezing temperatures through a 24-h day–night cycle. [en línea] dic. 2016. 13 <<https://www.nature.com/articles/ncomms13729>> [consulta: 5 septiembre 2017]
- [5] Rupinder Pal Singh, Ashwani Kumar Sharma, V P Sethi. Theoretical investigation of Nocturnal cooling potential for Composite type climate of Punjab, India. [en línea] jun. 2015 <http://www.krishisanskriti.org/vol_image/22Jul201505074217%20Rupinder%20Pal%20Singh.pdf> [consulta: 5 septiembre 2017]
- [6] Mingke Hu, GangPei, LeiLi, RenchunZheng, Junfei Li, and Jie Ji. Theoretical and Experimental Study of Spectral Selectivity Surface for Both Solar Heating and Radiative Cooling. [en línea] jun. 2015. 03 <<https://www.hindawi.com/journals/ijp/2015/807875/>> [consulta: 5 septiembre 2017]
- [7] Yunus A.Cengel. Heat transfer. A practical approach. [en línea] <<http://www.uotechnology.edu.iq/dep-materials/lecture/secondclass/HeatTransfer14.pdf>> [consulta: 14 septiembre 2017]
- [8] S.A. Klein. EES. Engineering Equation Solver. [en línea] <http://academic.udayton.edu/kissock/http/DTS/EES_setup/ees_manual.pdf> [consulta: 7 octubre 2017]
- [9] Fromberg. Paul Berdahl. The thermal radiance of clear skies. [en línea] ago. 2003. 07 <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0038092X82902456>> [consulta: 17 septiembre 2017]
- [10] A. Klein. EES. Engineering Equation Solver. [en línea] <http://academic.udayton.edu/kissock/http/DTS/EES_setup/ees_manual.pdf> [consulta: 7 octubre 2017]
- [11] Jorge Barrios Arteché. Estudio experimental del potencial de refrigeración por radiación nocturna bajo de una placa plana bajo diferentes condiciones de operación. Trabajo de Título (ing. civil mecánico). Valparaíso. UTFSM, Departamento de Mecánica, 2018.
- [12] Angela Libal. The Temperatures of Outer Space Around the Earth. [en línea] <<https://sciencing.com/temperatures-outer-space-around-earth-20254.html>> [consulta: 1 septiembre 2017]
- [13] A. Klein. EES. Engineering Equation Solver. [en línea] <http://academic.udayton.edu/kissock/http/DTS/EES_setup/ees_manual.pdf> [consulta: 3 Abril 2018]

Anexos

Esta sección se compone de cuatro anexos, los cuales explican de manera más detallada aspectos que es necesario aclarar, esto con la intención de no extender en demasía el desarrollo del trabajo. El primer anexo, llamado anexo A, contiene una explicación del paso a paso para configurar el problema a resolver en el programa EES, tomando como ejemplo un caso en específico de código. La lógica de cómo se estructura es muy similar en los diversos casos. El segundo anexo, nombrado anexo B, contiene los distintos códigos que se crearon, para distintos casos de problema. El anexo C contiene la información detallada respecto a cómo se utilizan las funciones de coeficientes de convección y factores de forma presentes en las librerías del programa EES. El anexo D, contiene tablas con información referente al estado del arte.

Anexo A

A continuación, en este anexo se desarrolla la explicación resumida de cómo está configurado el código que resuelve el problema, siguiendo el orden lógico en el que se define todo en el programa EES.

En los siguientes pasos, se hace referencia a una imagen que se encuentra bajo la explicación, la cual posee un código a modo de ejemplo, con secciones clasificadas según letras, de la letra A a la letra K.

- 1.** Se definen las dimensiones de la placa de aluminio, llamada superficie 1 para efecto de los cálculos. También se define el área, y la emisividad de la superficie (cuadro A).
- 2.** Se definen las dimensiones y el área de la tapa (cuadro B).
- 3.** Se definen las correlaciones para la emisividad de cielo y la temperatura de cielo (cuadro C).
- 4.** Se definen las áreas y las emisividades de las superficies de las paredes de la cubeta, denominadas superficies 3,4,5,6 (cuadros D y E).
- 5.** Se definen los parámetros ambientales como la humedad relativa, la temperatura ambiental, la presión ambiental, la correlación para la temperatura de punto de rocío, el tipo de fluido, y la constante de Stefan-Boltzmann (cuadro F).

6. Se definen los factores de forma para las superficies, los cuales son varios, y tienen directa relación con la configuración geométrica (debajo del cuadro F).

7. Se define la red de radiación interna, que es el sistema de ecuaciones definido previamente en los fundamentos teóricos de la sección 3, y que permite obtener los flujos de calor por radiación para las superficies, según sus temperaturas (cuadro G).

8. Se definen los valores para los coeficientes de convección interna, para las superficies (Interno hace referencia a las superficies que miran hacia el interior de la caba, que es donde se plantea la red radiativa), y también se define el flujo de calor por convección interna para las superficies laterales, y la placa de aluminio (cuadro H).

9. Se definen los flujos de calor por radiación “externos”, es decir, hacia el exterior del sistema, para cada superficie. En este caso, solo hay interacción por radiación entre las superficies por los lados “internos” de estas, es decir, el lado de cada superficie que da hacia el interior del sistema cerrado teórico que se considera (el que define el intercambio radiativo propiamente tal). Entonces estos flujos de calor son nulos (cuadro I).

10. Se definen los coeficientes de convección externos para las superficies, y los respectivos flujos de calor externos, detallando cada caso, según las consideraciones que correspondan (cuadro J).

11. Se define el balance de energía completo en las superficies, considerando los flujos de calor por radiación y convección, internos y externos, y considerando para este caso un régimen estacionario (cuadro K).

Hay algunas Consideraciones importantes:

Respecto a las correlaciones para el cálculo de la temperatura de cielo (Tsky)

Hay tres correlaciones que se utilizan en este programa, las cuales aproximan el valor de la temperatura de cielo, crucial para la resolución del problema. Es importante aclarar que cada vez que se resuelve el sistema de ecuaciones, se activa sólo una de las correlaciones, mientras que las otras se dejan inactivas, esto porque la temperatura de cielo debe estar definida por una única fórmula al resolver el sistema. Las fórmulas de las correlaciones se pueden observar en el cuadro C, y estas correlaciones son las de Martin & Berdahl, Berdahl & Martin dependiente del tiempo (t), y Swinback.

Respecto a los factores de forma

Los factores de forma tienen fórmulas complejas, pero el programa afortunadamente incluye en sus librerías los factores de forma típicos, y dada la forma de esta cuba, de paralelepípedo, los factores se pueden utilizar directamente del programa, con los comandos expresados en el código. Para hacer los cálculos de los factores de forma de manera más sencilla y resumida, se utilizaron algunas propiedades referentes a los factores de forma, tales como la simetría, la reciprocidad, y la propiedad de que la suma de todos los factores de forma de una superficie hacia las otras es igual a 1 para una superficie cerrada. También está la propiedad de que para una superficie plana, como lo son en este caso, el factor de forma de una superficie hacia sí misma es 0. Todas estas técnicas fueron aprendidas en el curso de transferencia de calor, y nuevamente en el curso equipos de procesos térmicos, y fueron de gran utilidad para acortar el desarrollo del problema. Para el detalle de cuáles son los factores de forma utilizados, el anexo C los contiene, con imágenes de los factores de forma y sus respectivos comandos e información pertinente que se puede encontrar en el programa EES. Cabe destacar que sin el conocimiento de estas propiedades, y sin la herramienta de los factores de forma proporcionados por el programa, el sólo paso de calcular los factores de forma resultaría una tarea muy larga y engorrosa.

Respecto a los coeficientes de convección

La información detallada respecto a qué coeficientes de convección se utilizaron y cómo se encuentran disponibles en el programa, esto se explica en el anexo C.

.....
 "Dimensiones y características de las superficies"

"Superficie 1, placa de aluminio (base cuba)"

a = 1950 * convert(mm,m)
 b = 960 * convert(mm,m)
 A[1] = a*b
 e[1] = 50 [mm] * convert(mm,m)
 epsilon[1] = 0.9
 k[1] = 0 [W/(m^2K)]

A

"largo placa"
 "ancho placa"
 "área placa aluminio"
 "espesor placa aluminio"
 "emisividad placa aluminio"

"Superficie 2, placa de polietileno (cubierta cuba)"

A[2] = a*b
 e[2] = 1 [mm] * convert(mm,m)
 h[2] = 1

B

"área placa polietileno"
 "espesor placa polietileno"

C

epsilon[2] = (0,006[1/K] * (T_dp - 273,15[K]) + 0,74)

"emisividad de cielo"

T_int[2] = epsilon[2]*0,25 * T_amb

"Tsky Martin & Berdahl"

t = 14

T_int[2] = T_amb * (0,711 + 0,0056[1/K] * (T_dp - 273,15[K]) + 0,000073[1/K^2] * (T_dp - 273,15[K])^2 + 0,013 * cos(15°))^0,25

"Tsky: Berdahl y Martin dependiente de t"

T_int[2] = 0,055 * T_amb^1,5

"Tsky: Swinback (1963)"

"Superficies 3, 4, 5 y 6, paredes de cubeta"

H = 20 * convert(mm,m)

"altura pared"

Duplicate i = 3,4

A[i] = H*a
 epsilon[i] = 0,05

"paredes izquierda y derecha"
 "área pared"
 "emisividad pared"

D

Duplicate i = 5,6

A[i] = H*b
 epsilon[i] = 0,05
 epsilon_ext[i] = 0,05
 End

"paredes arriba y abajo"
 "área pared"
 "emisividad pared"

E

.....
 "Condiciones exteriores"

Fluid\$ = 'AirH2O'
 P_amb = 101325 [Pa]
 T_amb = converttemp(C,K;19,14 [C])
 HR = 0,4444
 sigma = sigma#
 v_viento = 0,3 [m/s]
 T_dp = dewpoint(Fluid\$; T=T_amb; R=HR; P=P_amb)
 T_air_int = T_amb

"presión ambiental"
 "temperatura ambiente"
 "constante de Stefan-Boltzmann"
 "velocidad del viento"
 "Temperatura de punto de rocío en K"
 "Temperatura aire interior de la cuba °C"

F

.....
 "Factores de forma"

"De superficie 1 (placa aluminio) a las demás superficies"

F[1,1] = 0
 F[1,2] = f3d_1(a, b, H)
 F[1,3] = f3d_2(b, H; a)
 F[1,4] = F[1,3]
 F[1,5] = f3d_2(a; H, b)
 F[1,6] = F[1,5]
 {Sum[1] = F[1,1] + F[1,2] + F[1,3] + F[1,4] + F[1,5] + F[1,6]}

"De superficie 2 (Tapa) a las demás superficies"

F[2,1] = F[1,2] * A[1] / A[2]
 F[2,2] = 0
 F[2,3] = F[1,3]
 F[2,4] = F[1,3]
 F[2,5] = F[1,5]
 F[2,6] = F[1,5]
 {Sum[2] = F[2,1] + F[2,2] + F[2,3] + F[2,4] + F[2,5] + F[2,6]}

"De superficie 3 (pared) a las demás superficies"

F[3,1] = F[1,3] * A[1] / A[3]
 F[3,2] = F[2,3] * A[2] / A[3]
 F[3,3] = 0
 F[3,4] = f3d_1(H,a,b)
 F[3,5] = f3d_2(a,b;H)
 F[3,6] = F[3,5]
 {Sum[3] = F[3,1] + F[3,2] + F[3,3] + F[3,4] + F[3,5] + F[3,6]}

"De superficie 4 (pared) a las demás superficies"

F[4,1] = F[3,1]
 F[4,2] = F[3,2]
 F[4,3] = F[3,4] * A[3] / A[4]
 F[4,4] = 0
 F[4,5] = F[3,5]
 F[4,6] = F[3,5]
 {Sum[4] = F[4,1] + F[4,2] + F[4,3] + F[4,4] + F[4,5] + F[4,6]}

```

"De superficie 5 (pared) a las demás superficies"
F[5,1] = F[1,5] * A[1] / A[5]
F[5,2] = F[2,5] * A[2] / A[5]
F[5,3] = F[3,5] * A[3] / A[5]
F[5,4] = F[5,3]
F[5,5] = 0
F[5,6] = f3d_1(b,H,a)
(Sum[5] = F[5,1] + F[5,2] + F[5,3] + F[5,4] + F[5,5] + F[5,6])

```

```

"De superficie 6 (pared) a las demás superficies"
F[6,1] = F[5,1]
F[6,2] = F[5,2]
F[6,3] = F[5,3]
F[6,4] = F[5,4]
F[6,5] = F[5,6] * A[5] / A[6]
F[6,6] = 0
(Sum[6] = F[6,1] + F[6,2] + F[6,3] + F[6,4] + F[6,5] + F[6,6])

```

"Flujos de calor [W]"

```

"Red de radiación INTERNA"
Duplicate i = 1,6
  b[i] = (sum((#f[i,j,0,1,0] - F[i,j]) * sigma * T_int[j]^4; j = 1,6))
End
Duplicate i = 1,6
  Duplicate j = 1,6
    C[i,j] = (1 / epsilon[j]) * ((#f[i,j,0,1,0] - F[i,j]) * (1 - epsilon[j]))
  End
End
Duplicate i = 1,6
  b[i] = sum(C[i,j] * q_rad_int[j] / A[j]; j = 1,6)
End

```

G

```

"Coefficiente de convección INTERNO"
Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_air_int, T_int[1], P_amb, H, h_conv_int[1], Nu[1], Ra[1])
"coeficiente de convección interno placa de aluminio"
Duplicate i = 3,6
  Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_air_int, T_int[i], P_amb, H, h_conv_int[i], Nu[i], Ra[i])
  "coeficiente de convección interno en las paredes"
End
"Convección INTERNA"
q_conv_int[1] = h_conv_int[1] * A[1] * (T_int[1] - T_air_int)
Duplicate i = 3,6
  q_conv_int[i] = h_conv_int[i] * A[i] * (T_int[i] - T_air_int)
  "convección interna dependiente de h"
End

```

H

```

"Radiación EXTERNA"
q_rad_ext[1] = 0 [W]
q_rad_ext[2] = 0 [W]
"no interactúa con el exterior, ya que está aislada"
"está a Tsky"
Duplicate i = 3,6
  q_rad_ext[i] = sigma * ((T_ext[i])^4 - (T_int[2])^4) / R_rad_ext[i]
  R_rad_ext[i] = (1 - epsilon_ext[i]) / (epsilon_ext[i] * A[i]) + (1 / A[i])
End

```

I

```

"Coefficiente de convección EXTERNO"
h_conv_ext[1] = 0 [W/m^2-K]
"coeficiente de convección externo placa de aluminio"
Duplicate i = 3,6
  Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_amb, T_ext[i], P_amb, H, h_conv_ext[i], Nusselt[i], Ray[i])
  (Call external_flow_square(Fluid$, T_amb, T_ext[i], P_amb, v_viento, H, F_dL[i], h_conv_ext[i], C_d[i], Nusselt[i], Re[i]))
  "coeficiente de convección externo en las paredes"
End
"Convección EXTERNA"
q_conv_ext[1] = 0 [W]
T_int[1] = T_ext[1]
Duplicate i = 3,6
  q_conv_ext[i] = h_conv_ext[i] * A[i] * (T_ext[i] - T_amb)
  T_int[i] = T_ext[i]
  "convección externa dependiente de h"
End

```

J

"Balances de energía en las superficies"

```

"Balance de energía"
q_conv_int[1] + q_rad_int[1] + q_conv_ext[1] + q_rad_ext[1] = 0
"balance de energía en placa de aluminio"
Duplicate i = 3,6
  q_conv_int[i] + q_rad_int[i] + q_conv_ext[i] + q_rad_ext[i] + q_cond[i] = 0
  "balance de energía en las paredes"
End

```

K

Anexo B

1. Equipo definitivo - sin tapa – estacionario

Row = TableRun#

.....
 "Dimensiones y características de las superficies"

"Superficie 1, placa de aluminio"

a = 540 * convert(mm,m)
 b = 365 * convert(mm,m)
 A[1] = a*b
 e[1] = 35 [mm] * convert(mm,m)
 epsilon[1] = 0,9
 k[1] = 0 [W/(m*K)]

"largo placa"
 "ancho placa"
 "área placa aluminio"
 "espesor placa aluminio"
 "emisividad placa aluminio"

"Superficie 2, tédrica"

A[2] = a*b

"área superficie 2"

epsilon_0[2] = (0,006[1/K] * (T_dp - 273,15[K]) + 0,74)

"emisividad cielo"

epsilon_[2] = 0,85*epsilon_0[2]

"emisividad de cielo corregida por efecto de la tapa"

T_int[2] = epsilon[2]*0,25 * T_amb

"Tsky Martin & Berdahl"

[t = lookup(Datos radiador,Row, 'Tiempo')]

[T_int[2] = T_amb * (0,711 + 0,0056[1/K] * (T_dp - 273,15[K]) + 0,000073[1/K^2] * (T_dp - 273,15[K])^2 + 0,013 * cos(15°)*0,25) * Tsky: Berdahl y Martin dependiente de T

[T_int[2] = 0,055 * T_amb*1,5]

"Tsky: Swinback (1963)"

"Superficies 3, 4, 5 y 6, paredes de cubeta"

H = 38 * convert(mm,m)

"altura pared"

Duplicate i = 3,4

A[i] = H*a

epsilon[i] = 0,05

"paredes izquierda y derecha"

"área pared"

"emisividad pared"

e[i] = 30 [mm] * convert(mm,m)

k[i] = 0,1 [W/(m*K)]

epsilon_ext[i] = 0,05

"espesor aislante"

"conductividad aislante"

End

Duplicate i = 5,6

"paredes arriba y abajo"

A[i] = H*b

"área pared"

epsilon[i] = 0,05

"emisividad pared"

e[i] = 30 [mm] * convert(mm,m)

k[i] = 0,1 [W/(m*K)]

epsilon_ext[i] = 0,05

"espesor aislante"

"conductividad aislante"

End

.....
 "Condiciones exteriores"

Fluid\$ = 'airH2O'

P_amb = 101325 [Pa]

"presión ambiental"

T_amb = lookup(Datos radiador,Row, 'T_amb_K')

"temperatura ambiente"

HR = lookup(Datos radiador,Row, 'HR')

sigma = sigma#

"constante de Stefan-Boltzmann"

T_dp = dewpoint(Ffluid\$, T=T_amb, R=HR, P=P_amb)

"Temperatura de punto de rocío en K"

T_air_int = T_amb

.....
 "Factores de forma"

"De superficie 1 (placa aluminio) a las demás superficies"

F[1:1] = 0

F[1:2] = F[2:1] * A[1] / A[2]

F[1:3] = F[3:1] * A[1] / A[3]

F[1:4] = F[4:1] * A[1] / A[4]

F[1:5] = F[5:1] * A[1] / A[5]

F[1:6] = F[6:1] * A[1] / A[6]

[Sum[1] = F[1:1] + F[1:2] + F[1:3] + F[1:4] + F[1:5] + F[1:6]]

"De superficie 2 (placa polietileno) a las demás superficies"

F[2:1] = F[1:2] * A[1] / A[2]

F[2:2] = 0

F[2:3] = F[3:2] * A[2] / A[3]

F[2:4] = F[4:2] * A[2] / A[4]

F[2:5] = F[5:2] * A[2] / A[5]

F[2:6] = F[6:2] * A[2] / A[6]

[Sum[2] = F[2:1] + F[2:2] + F[2:3] + F[2:4] + F[2:5] + F[2:6]]

"De superficie 3 (pared) a las demás superficies"

F[3:1] = F[1:3] * A[1] / A[3]

F[3:2] = F[2:3] * A[2] / A[3]

F[3:3] = 0

F[3:4] = F[4:3] * A[3] / A[4]

F[3:5] = F[5:3] * A[3] / A[5]

F[3:6] = F[6:3] * A[3] / A[6]

[Sum[3] = F[3:1] + F[3:2] + F[3:3] + F[3:4] + F[3:5] + F[3:6]]

```

"De superficie 4 (pared) a las demás superficies"
F[4,1] = F[3,1]
F[4,2] = F[3,2]
F[4,3] = F[3,4] * A[3] / A[4]
F[4,4] = 0
F[4,5] = F[3,5]
F[4,6] = F[3,5]
(Sum[4] = F[4,1] + F[4,2] + F[4,3] + F[4,4] + F[4,5] + F[4,6])

"De superficie 5 (pared) a las demás superficies"
F[5,1] = F[1,5] * A[1] / A[5]
F[5,2] = F[2,5] * A[2] / A[5]
F[5,3] = F[3,5] * A[3] / A[5]
F[5,4] = F[5,3]
F[5,5] = 0
F[5,6] = Ebd_1(b,H,a)
(Sum[5] = F[5,1] + F[5,2] + F[5,3] + F[5,4] + F[5,5] + F[5,6])

"De superficie 6 (pared) a las demás superficies"
F[6,1] = F[5,1]
F[6,2] = F[5,2]
F[6,3] = F[5,3]
F[6,4] = F[5,4]
F[6,5] = F[5,6] * A[5] / A[6]
F[6,6] = 0
(Sum[6] = F[6,1] + F[6,2] + F[6,3] + F[6,4] + F[6,5] + F[6,6])

-----
"Flujos de calor [W]"
-----
"Red de radiación INTERNA"
Duplicate i = 1,6
b[i] = (sum((#(i;0,1,0) - F[i,j]) * sigma * T_int[j])^4, j = 1,6)
End

Duplicate i = 1,6
Duplicate j = 1,6
C[i,j] = (1 / epsilon[j]) * ((#(i,j,0,1,0) - F[i,j]) * (1 - epsilon[j]))
End
End

Duplicate i = 1,6
b[i] = sum(C[i,j] * q_rad_int[j] / A[i], j = 1,6)
End

"Coeficiente de convección INTERNO"
Call fc_plate_horizontal(Fluid$, T_int[1], T_amb, a, h_conv_int[1], Nu[1], Ra[1])
" coeficiente de convección interno placa de aluminio"

Duplicate i = 3,6
Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_amb, T_int[i], P_amb, H, h_conv_int[i], Nu[i], Ra[i])
" coeficiente de convección interno en las paredes"
End

"Convección INTERNA"
q_conv_int[1] = h_conv_int[1] * A[1] * (T_int[1] - T_amb)
" flujos de calor internos por convección"

Duplicate i = 3,6
q_conv_int[i] = h_conv_int[i] * A[i] * (T_int[i] - T_amb)
End

"Radiación EXTERNA"
q_rad_ext[1] = 0 [W]
q_rad_ext[2] = 0 [W]
" (no interactúa con el exterior, ya que está aislada)
(está a Tsky)"

Duplicate i = 3,6
q_rad_ext[i] = sigma * ((T_ext[i])^4 - (T_int[2])^4) / R_rad_ext[i]
R_rad_ext[i] = (1 - epsilon_ext[i]) / (epsilon_ext[i] * A[i]) + (1 / A[i])
End

"Coeficiente de convección EXTERNO"
h_conv_ext[1] = 0 [W/m^2K]
" coeficiente de convección externo placa de aluminio"

Duplicate i = 3,6
Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_amb, T_ext[i], P_amb, H, h_conv_ext[i], Nusselt[i], Ray[i])
" coeficiente de convección externo en las paredes"
End

"Convección EXTERNA"
q_conv_ext[1] = 0 [W]

T_int[1] = T_ext[1]

Duplicate i = 3,6
q_conv_ext[i] = h_conv_ext[i] * A[i] * (T_ext[i] - T_amb)
T_int[i] = T_ext[i]
End

-----
"Balances de energía en las superficies"
-----
"Balance de energía"
q_conv_int[1] + q_rad_int[1] + q_conv_ext[1] + q_rad_ext[1] = 0
" balance de energía en placa de aluminio"

Duplicate i = 3,6
q_conv_int[i] + q_rad_int[i] + q_conv_ext[i] + q_rad_ext[i] + q_cond[i] = 0
" balance de energía en las paredes"
End

-----

```

2. Equipo definitivo - con tapa – estacionario

```

Row = TableRun#
.....
"Dimensiones y características de las superficies"
.....
"Superficie 1, placa de aluminio"
a = 540 * convert(mm,m)
b = 365 * convert(mm,m)
A[1] = a*b
e[1] = 35 [mm] * convert(mm,m)
epsilon[1] = 0.9
k[1] = 0 [W/(m^2K)]
"largo placa"
"ancho placa"
"área placa aluminio"
"espesor placa aluminio"
"emisividad placa aluminio"

"Superficie 2, teórica"
A[2] = a*b
"área superficie 2"

epsilon_0[2] = (0.006[1/K] * (T_dp - 273.15[K]) + 0.74)
"emisividad cielo"
epsilon_2[2] = 0.85*epsilon_0[2]
"emisividad de cielo corregida por efecto de la tapa"
T_int[2] = epsilon[2]*0.25 * T_amb
"TsKy Martin & Berdahl"

[t = lookup(Datos_radiador_Row,'Tiempo')]
[T_int[2] = T_amb * (0.711 + 0.0056[1/K] * (T_dp - 273.15[K]) + 0.00073[1/K^2] * (T_dp - 273.15[K])^2 + 0.013 * cos(15*t))*0.25] "TsKy, Berdahl y Martin dependiente de t"
[T_int[2] = 0.055 * T_amb^1.5]
"TsKy: Swinback (1963)"

"Tapa plástica"
A[7] = a*b
e[7] = 2 [mm] * convert(mm,m)
"área tapa"
"espesor tapa"

"Superficies 3, 4, 5 y 6, paredes de cubeta"

H = 38 * convert(mm,m)
"altura pared"

Duplicate i = 3,4
A[i] = H*a
"paredes izquierda y derecha"
epsilon[i] = 0.05
"área pared"
"emisividad pared"

e[i] = 30 [mm] * convert(mm,m)
"espesor aislante"
k[i] = 0.1 [W/(m^2K)]
"conductividad aislante"
epsilon_ex[i] = 0.05
End

Duplicate i = 5,6
A[i] = H*b
"paredes arriba y abajo"
epsilon[i] = 0.05
"área pared"
"emisividad pared"

e[i] = 30 [mm] * convert(mm,m)
"espesor aislante"
k[i] = 0.1 [W/(m^2K)]
"conductividad aislante"
epsilon_ex[i] = 0.05
End

"Condiciones exteriores"
.....
Fluid$ = 'AirH2O'
P_amb = 101325 [Pa]
"presión ambiental"
T_amb = lookup(Datos_radiador_Row,'T_amb_K')
"temperatura ambiente"
HR = lookup(Datos_radiador_Row,'HR')
sigma = sigma#
"constante de Stefan-Boltzmann"
T_dp = dewpoint(Ffluid$, T=T_amb, R=HR, P=P_amb)
"Temperatura de punto de rocío en K"

"Factores de forma"
.....
"De superficie 1 (placa aluminio) a las demás superficies"
F[1,1] = 0
F[1,2] = f3d_1(a, b, H)
F[1,3] = f3d_2(b, H, a)
F[1,4] = F[1,3]
F[1,5] = f3d_2(a, H, b)
F[1,6] = F[1,5]
[Sum[1] = F[1,1] + F[1,2] + F[1,3] + F[1,4] + F[1,5] + F[1,6]]

"De superficie 2 (placa polietileno) a las demás superficies"
F[2,1] = F[1,2] * A[1] / A[2]
F[2,2] = 0
F[2,3] = F[1,3]
F[2,4] = F[1,3]
F[2,5] = F[1,5]
F[2,6] = F[1,5]
[Sum[2] = F[2,1] + F[2,2] + F[2,3] + F[2,4] + F[2,5] + F[2,6]]

"De superficie 3 (pared) a las demás superficies"
F[3,1] = F[1,3] * A[1] / A[3]
F[3,2] = F[2,3] * A[2] / A[3]
F[3,3] = 0
F[3,4] = f3d_1(H,a,b)
F[3,5] = f3d_2(a,b,H)
F[3,6] = F[3,5]
[Sum[3] = F[3,1] + F[3,2] + F[3,3] + F[3,4] + F[3,5] + F[3,6]]

```

```

"De superficie 4 (pared) a las demás superficies"
F[4,1] = F[3,1]
F[4,2] = F[3,2]
F[4,3] = F[3,4] * A[3] / A[4]
F[4,4] = 0
F[4,5] = F[3,5]
F[4,6] = F[3,5]
(Sum[4] = F[4,1] + F[4,2] + F[4,3] + F[4,4] + F[4,5] + F[4,6])

"De superficie 5 (pared) a las demás superficies"
F[5,1] = F[1,5] * A[1] / A[5]
F[5,2] = F[2,5] * A[2] / A[5]
F[5,3] = F[3,5] * A[3] / A[5]
F[5,4] = F[5,3]
F[5,5] = 0
F[5,6] = F[5,1] + F[5,2] + F[5,3] + F[5,4] + F[5,5] + F[5,6]
(Sum[5] = F[5,1] + F[5,2] + F[5,3] + F[5,4] + F[5,5] + F[5,6])

"De superficie 6 (pared) a las demás superficies"
F[6,1] = F[5,1]
F[6,2] = F[5,2]
F[6,3] = F[5,3]
F[6,4] = F[5,4]
F[6,5] = F[5,6] * A[5] / A[6]
F[6,6] = 0
(Sum[6] = F[6,1] + F[6,2] + F[6,3] + F[6,4] + F[6,5] + F[6,6])

.....
"Flujos de calor [W]"
.....

"Red de radiación INTERNA"
Duplicate i = 1,6
b[i] = (sum((ff[i,0:1,0] - F[i,j]) * sigma * T_int[j]^4; j = 1,6))
End

Duplicate i = 1,6
Duplicate j = 1,6
C[i,j] = (1 / epsilon[i]) * ((ff[i,0:1,0] - F[i,j]) * (1 - epsilon[j]))
End

Duplicate i = 1,6
b[i] = sum(C[i,j] * q_rad_int[j] / A[i] ; j = 1,6)
End

"Coeficiente de convección INTERNO"
Call fc_plate_horizontal1(Fluid$, T_int[1], T_air_int, P_amb, a, h_conv_int[1], Nu[1], Ra[1])
Call fc_plate_horizontal1(Fluid$, T_int[7], T_air_int, P_amb, a, h_conv_int[7], Nu[7], Ra[7])
Duplicate i = 3,6
Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_air_int, T_int[i], P_amb, H, h_conv_int[i], Nu[i], Ra[i])
End

"Convección INTERNA"
q_conv_int[1] = h_conv_int[1] * A[1] * (T_int[1] - T_air_int)
q_conv_int[7] = h_conv_int[7] * A[7] * (T_int[7] - T_air_int)
Duplicate i = 3,6
q_conv_int[i] = h_conv_int[i] * A[i] * (T_int[i] - T_air_int)
End

"Radiación EXTERNA"
q_rad_ext[1] = 0 [W]
q_rad_ext[2] = 0 [W]
Duplicate i = 3,6
q_rad_ext[i] = sigma * ((T_ext[i]^4 - (T_int[2]^4) / R_rad_ext[i])
R_rad_ext[i] = (1 - epsilon_ext[i]) / (epsilon_ext[i] * A[i]) + (1 / A[i])
End

"Coeficiente de convección EXTERNO"
h_conv_ext[1] = 0 [W/m^2-K]
Call fc_plate_horizontal1(Fluid$, T_ext[7], T_amb, P_amb, a, h_conv_ext[7], Nuss[7], Ra[7])
Duplicate i = 3,6
Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_amb, T_ext[i], P_amb, H, h_conv_ext[i], Nussel[i], Ray[i])
End

"Convección EXTERNA"
q_conv_ext[1] = 0 [W]
T_int[1] = T_ext[1]
q_conv_ext[7] = h_conv_ext[7] * A[7] * (T_ext[7] - T_amb)
T_int[7] = T_ext[7]
Duplicate i = 3,6
q_conv_ext[i] = h_conv_ext[i] * A[i] * (T_ext[i] - T_amb)
T_int[i] = T_ext[i]
End

.....
"Balances de energía en las superficies"
.....

"Balance de energía"
q_conv_int[1] + q_rad_int[1] + q_conv_ext[1] + q_rad_ext[1] = 0
q_conv_int[7] + q_conv_ext[7] = 0
Duplicate i = 3,6
q_conv_int[i] + q_rad_int[i] + q_conv_ext[i] + q_rad_ext[i] + q_cond[i] = 0
End

```

3. Equipo definitivo – sin tapa – transiente

Row = TableRun#

.....
 "Dimensiones y características de las superficies"

"Superficie 1, placa de aluminio"

a = 540 * convert(mm,m)
 b = 365 * convert(mm,m)
 A[1] = a*b
 e[1] = 35 [mm] * convert(mm,m)
 epsilon[1] = 0.9
 k[1] = 0 [W/(m*K)]

"largo placa"
 "ancho placa"
 "área placa aluminio"
 "espesor placa aluminio"
 "emisividad placa aluminio"

"Superficie 2, teórica"

A[2] = a*b

"área superficie 2"

epsilon[2] = (0.006[1/K] * (T_dp - 273.15[K]) + 0.74)

"emisividad cielo"

T_int[2] = epsilon[2]^0.25 * T_amb

"Tsky Martin & Berdahl"

t = lookup('Datos radiador',Row,'Tiempo')

T_int[2] = T_amb * (0.711 + 0.0056[1/K] * (T_dp - 273.15[K]) + 0.000073[1/K^2] * (T_dp - 273.15[K])^2 + 0.013 * cos(15*t))^0.25 "Tsky: Berdahl y Martin dependiente de t"

T_int[2] = 0.055 * T_amb^1.5

"Tsky: Swinback (1963)"

.....
 "Superficies 3, 4, 5 y 6, paredes de cubeta"

H = 38 * convert(mm,m)

"altura pared"

Duplicate i = 3:4

"paredes izquierda y derecha"

A[i] = H*a
 epsilon[i] = 0.05

"área pared"
 "emisividad pared"

e[i] = 30 [mm] * convert(mm,m)
 k[i] = 0.1 [W/(m*K)]
 epsilon_ext[i] = 0.05

"espesor aislante"
 "conductividad aislante"

End

Duplicate i = 5:6

"paredes arriba y abajo"

A[i] = H*b
 epsilon[i] = 0.05

"área pared"
 "emisividad pared"

e[i] = 30 [mm] * convert(mm,m)
 k[i] = 0.1 [W/(m*K)]
 epsilon_ext[i] = 0.05

"espesor aislante"
 "conductividad aislante"

End

.....
 "Condiciones exteriores"

Fluid\$ = 'AirH2O'

"presión ambiental"

P_amb = 101325 [Pa]

"temperatura ambiente"

T_amb = lookup('Datos radiador',Row,'T_amb_K')

HR = lookup('Datos radiador',Row,'HR')

(HR=0.7535)

"constante de Stefan-Boltzmann"

sigma#

"Temperatura de punto de rocío en K"

T_dp = dewpoint(Fluid\$, T=T_amb, R=HR, P=P_amb)

"Temperatura aire interior de la cuba 'C"

T_air_int = T_amb

.....
 "Factores de forma"

"De superficie 1 (placa aluminio) a las demás superficies"

F[1,1] = 0

F[1,2] = Fd_1(a; b; H)

F[1,3] = Fd_2(b; H; a)

F[1,4] = F[1,3]

F[1,5] = Fd_2(a; H; b)

F[1,6] = F[1,5]

[Sum1] = F[1,1] + F[1,2] + F[1,3] + F[1,4] + F[1,5] + F[1,6]

.....
 "De superficie 2 (placa polietileno) a las demás superficies"

F[2,1] = F[1,2] * A[1] / A[2]

F[2,2] = 0

F[2,3] = F[1,3]

F[2,4] = F[1,3]

F[2,5] = F[1,5]

F[2,6] = F[1,5]

[Sum2] = F[2,1] + F[2,2] + F[2,3] + F[2,4] + F[2,5] + F[2,6]

.....
 "De superficie 3 (pared) a las demás superficies"

F[3,1] = F[1,3] * A[1] / A[3]

F[3,2] = F[2,3] * A[2] / A[3]

F[3,3] = 0

F[3,4] = Fd_1(H, a, b)

F[3,5] = Fd_2(a, b, H)

F[3,6] = F[3,5]

[Sum3] = F[3,1] + F[3,2] + F[3,3] + F[3,4] + F[3,5] + F[3,6]

.....
 "De superficie 4 (pared) a las demás superficies"

F[4,1] = F[3,1]

F[4,2] = F[3,2]

F[4,3] = F[3,4] * A[3] / A[4]

F[4,4] = 0

F[4,5] = F[3,5]

F[4,6] = F[3,5]

[Sum4] = F[4,1] + F[4,2] + F[4,3] + F[4,4] + F[4,5] + F[4,6]

```

"De superficie 5 (pared) a las demás superficies"
F[5,1] = F[1,5] * A[1] / A[5]
F[5,2] = F[2,5] * A[2] / A[5]
F[5,3] = F[3,5] * A[3] / A[5]
F[5,4] = F[5,3]
F[5,5] = 0
F[5,6] = fbd_1(b,H,a)
(Sum[5] = F[5,1] + F[5,2] + F[5,3] + F[5,4] + F[5,5] + F[5,6])

"De superficie 6 (pared) a las demás superficies"
F[6,1] = F[5,1]
F[6,2] = F[5,2]
F[6,3] = F[5,3]
F[6,4] = F[5,4]
F[6,5] = F[5,6] * A[5] / A[6]
F[6,6] = 0
(Sum[6] = F[6,1] + F[6,2] + F[6,3] + F[6,4] + F[6,5] + F[6,6])

```

```

"Flujos de calor [W]"

```

```

"Red de radiación INTERNA"
Duplicate i = 1,6
b[i] = (sum((f[i];0,1,0) - F[j,i]) * sigma * T_int[j]^4; j = 1,6)
End

Duplicate i = 1,6
Duplicate j = 1,6
C[i,j] = (1 / epsilon[j]) * ((f[i];0,1,0) - F[j,i]) * (1 - epsilon[j])
End

Duplicate i = 1,6
b[i] = sum(C[i,j] * q_rad_int[j] / A[i] ; j = 1,6)
End

```

```

"Coefficiente de convección INTERNO"
Call fc_plate_horizontal(Fluid$, T_int[1], T_amb; P_amb; a; h_conv_int[1]; Nu[1]; Ra[1])
"coeficiente de convección interno placa de aluminio"

Duplicate i = 3,6
Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_air_int, T_int[i], P_amb; H; h_conv_int[i]; Nu[i]; Ra[i])
"coeficiente de convección interno en las paredes"

"Convección INTERNA"
q_conv_int[1] = h_conv_int[1] * A[1] * (T_int[1] - T_air_int)

Duplicate i = 3,6
q_conv_int[i] = h_conv_int[i] * A[i] * (T_int[i] - T_air_int)
"convección interna dependiente de h"

"Radiación EXTERNA"
q_rad_ext[1] = 0 [W]
q_rad_ext[2] = 0 [W]
"no interactúa con el exterior, ya que está aislada"
"está a Tsky"

Duplicate i = 3,6
q_rad_ext[i] = sigma * ((T_ext[i])^4 - (T_int[2])^4) / R_rad_ext[i]
R_rad_ext[i] = (1 - epsilon_ext[i]) / (epsilon_ext[i] * A[i]) + (1 / A[i])
End

"Coefficiente de convección EXTERNO"
h_conv_ext[1] = 0 [W/m^2-K]
"coeficiente de convección externo placa de aluminio"

Duplicate i = 3,6
Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_amb; T_ext[i]; P_amb; H; h_conv_ext[i]; Nusselt[i]; Ray[i])
"coeficiente de convección externo en las paredes"
End

```

```

"Convección EXTERNA"
q_conv_ext[1] = 0 [W]
T_int[1] = T_ext[1]

Duplicate i = 3,6
q_conv_ext[i] = h_conv_ext[i] * A[i] * (T_ext[i] - T_amb)
T_int[i] = T_ext[i]
"convección externa dependiente de h"

```

```

"Balances de energía en las superficies"
dt = 600[s]
"intervalo de tiempo"

Duplicate i = 3,6
T_inicial[i] = (converttemp(C,K;14.85 [C]))
"temperaturas iniciales de las superficies"

T_inicial[1] = (converttemp(C,K;14.85 [C]))

Duplicate i = 3,4
m[i] = H * a * e[i]^950 [Kg]
"masas de las superficies"

Duplicate i = 5,6
m[i] = H * b * e[i]^950 [Kg]

m[1] = a * b * e[1]^2700 [Kg]

Duplicate i = 3,6
Cp[i] = 1900 [J/KgK]
"calores específicos"

Cp[1] = 897 [J/KgK]

Duplicate i = 3,6
T_int_ant[i] = ((Row.1.T_inicial[i], T_inicial[i]), Lookup(Datos radiador, Row-1, T_int[i]))
T_int_ant[1] = ((Row.1.T_inicial[1], T_inicial[1]), Lookup(Datos radiador, Row-1, T_int[1]))

"Balance de energía"
q_conv_int[1] + q_rad_int[1] + q_conv_ext[1] + q_rad_ext[1] = ((T_int[1] - T_int_ant[1]) / dt) * Cp[1] * m[1]
"balance de energía en placa de aluminio"

Duplicate i = 3,6
q_conv_int[i] + q_rad_int[i] + q_conv_ext[i] + q_rad_ext[i] + q_cond[i] = ((T_int[i] - T_int_ant[i]) / dt) * Cp[i] * m[i]
"balance de energía en las paredes"
End

```

4. Equipo definitivo - con tapa – transiente

```

Row = TableRun#
-----
"Dimensiones y características de las superficies"
-----
"Superficie 1, placa de aluminio"
a = 540 * convert(mm,m)
b = 365 * convert(mm,m)
A[1] = a*b
e[1] = 35 [mm] * convert(mm,m)
epsilon[1] = 0.9
k[1] = 0 [W/(m*K)]
"largo placa"
"ancho placa"
"área placa aluminio"
"espesor placa aluminio"
"emisividad placa aluminio"

"Superficie 2, teórica"
A[2] = a*b
"área superficie 2"

epsilon_0[2] = (0.006[1/K] * (T_dp - 273.15[K]) + 0.74)
"emisividad cielo"
epsilon_2[2] = 0.85*epsilon_0[2]
"emisividad de cielo corregida por efecto de la tapa"
T_int[2] = epsilon[2]*0.25 * T_amb
"Tsly Martin & Berdahl"

ft = lookup(Datos.radiador.Row,"Tiempo")
[T_int[2] = T_amb * (0.711 + 0.0056[1/K] * (T_dp - 273.15[K]) + 0.00073[1/K^2] * (T_dp - 273.15[K])^2 + 0.013 * cos(15[°])*0.25) * Tsky; Berdahl y Martin dependiente de T
[T_int[2] = 0.055 * T_amb^1.5]
"Tsly; Swinback (1963)"

"Tapa plástica"
A[7] = a*b
e[7] = 2 [mm] * convert(mm,m)
"área tapa"
"espesor tapa"

"Superficies 3, 4, 5 y 6, paredes de cubeta"
H = 38 * convert(mm,m)
"altura pared"
Duplicate i = 3,4
A[i] = H*a
"paredes izquierda y derecha"
epsilon[i] = 0.05
"área pared"
"emisividad pared"
e[i] = 30 [mm] * convert(mm,m)
"espesor aislante"
k[i] = 0.1 [W/(m*K)]
"conductividad aislante"
epsilon_ex[i] = 0.05
End

Duplicate i = 5,6
A[i] = H*b
"paredes arriba y abajo"
epsilon[i] = 0.05
"área pared"
"emisividad pared"
e[i] = 30 [mm] * convert(mm,m)
"espesor aislante"
k[i] = 0.1 [W/(m*K)]
"conductividad aislante"
epsilon_ex[i] = 0.05
End

"Condiciones exteriores"
-----
Fluid$ = 'AirH2O'
P_amb = 101325 [Pa]
"presión ambiental"
T_amb = lookup(Datos.radiador.Row,"T_amb,K")
"temperatura ambiente"
HR = lookup(Datos.radiador.Row,"HR")
sigma = sigma#
"constante de Stefan-Boltzmann"
T_dp = dewpoint(Fluid$, T=T_amb, R=HR, P=P_amb)
"Temperatura de punto de rocío en K"

"Factores de forma"
-----
"De superficie 1 (placa aluminio) a las demás superficies"
F[1,1] = 0
F[1,2] = f3d_1(a, b, H)
F[1,3] = f3d_2(b, H, a)
F[1,4] = F[1,3]
F[1,5] = f3d_2(a, H, b)
F[1,6] = F[1,5]
[Sum[1] = F[1,1] + F[1,2] + F[1,3] + F[1,4] + F[1,5] + F[1,6]]

"De superficie 2 (placa polietileno) a las demás superficies"
F[2,1] = F[1,2] * A[1] / A[2]
F[2,2] = 0
F[2,3] = F[1,3]
F[2,4] = F[1,3]
F[2,5] = F[1,5]
F[2,6] = F[1,5]
[Sum[2] = F[2,1] + F[2,2] + F[2,3] + F[2,4] + F[2,5] + F[2,6]]

"De superficie 3 (pared) a las demás superficies"
F[3,1] = F[1,3] * A[1] / A[3]
F[3,2] = F[2,3] * A[2] / A[3]
F[3,3] = 0
F[3,4] = f3d_1(H,a,b)
F[3,5] = f3d_2(a,b,H)
F[3,6] = F[3,5]
[Sum[3] = F[3,1] + F[3,2] + F[3,3] + F[3,4] + F[3,5] + F[3,6]]

```

```

"De superficie 4 (pared) a las demás superficies"
F[4,1] = F[3,1]
F[4,2] = F[3,2]
F[4,3] = F[3,4] * A[3] / A[4]
F[4,4] = 0
F[4,5] = F[3,5]
F[4,6] = F[3,5]
[Sum[4] = F[4,1] + F[4,2] + F[4,3] + F[4,4] + F[4,5] + F[4,6]]

"De superficie 5 (pared) a las demás superficies"
F[5,1] = F[1,5] * A[1] / A[5]
F[5,2] = F[2,5] * A[2] / A[5]
F[5,3] = F[3,5] * A[3] / A[5]
F[5,4] = F[5,3]
F[5,5] = 0
F[5,6] = Ed_1(b,H,a)
[Sum[5] = F[5,1] + F[5,2] + F[5,3] + F[5,4] + F[5,5] + F[5,6]]

"De superficie 6 (pared) a las demás superficies"
F[6,1] = F[5,1]
F[6,2] = F[5,2]
F[6,3] = F[5,3]
F[6,4] = F[5,4]
F[6,5] = F[5,6] * A[5] / A[6]
F[6,6] = 0
[Sum[6] = F[6,1] + F[6,2] + F[6,3] + F[6,4] + F[6,5] + F[6,6]]

-----
"Flujos de calor [W]"
-----

"Red de radiación INTERNA"
Duplicate i = 1,6
  q[i] = sum((0:(i-1):1.0) - F[i,j]) * sigma * T_int[i]^4 - j = 1,6)
End

Duplicate i = 1,6
  Duplicate j = 1,6
    C[i,j] = (1 / epsilon[i]) * ((0:(i-1):1.0) - F[i,j]) * (1 - epsilon[j]))
  End
End

Duplicate i = 1,6
  q[i] = sum(C[i,j] * q_rad_int[j] / A[i]) - j = 1,6)
End

"Coeficiente de convección INTERNO"
Call fc_plate_horizontal(Fluid$, T_int[1], T_air_int, P_amb, a, h_conv_int[1], Nu[1], Ra[1])
" coeficiente de convección interno placa de aluminio"
Call fc_plate_horizontal(Fluid$, T_int[7], T_air_int, P_amb, a, h_conv_int[7], Nu[7], Ra[7])
" coeficiente de convección interno tapa"

Duplicate i = 3,6
Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_air_int, T_int[i], P_amb, H, h_conv_int[i], Nu[i], Ra[i])
"coeficiente de convección interno en las paredes"

"Convección INTERNA"
q_conv_int[1] = h_conv_int[1] * A[1] * (T_int[1] - T_air_int)
"Flujos de calor internos por convección"
q_conv_int[7] = h_conv_int[7] * A[7] * (T_int[7] - T_air_int)

Duplicate i = 3,6
q_conv_int[i] = h_conv_int[i] * A[i] * (T_int[i] - T_air_int)

"Radiación EXTERNA"
q_rad_ext[1] = 0 [W]
q_rad_ext[2] = 0 [W]
"no interacción con el exterior, ya que está aislada"
"está a Tsky"

Duplicate i = 3,6
q_rad_ext[i] = sigma * (T_ext[i]^4 - (T_int[2])^4) / R_rad_ext[i]
R_rad_ext[i] = (1 - epsilon_ext[i]) / (epsilon_ext[i] * A[i]) + (1 / A[i])
End

"Coeficiente de convección EXTERNO"
h_conv_ext[1] = 0 [W/m^2-K]
"coeficiente de convección externo placa de aluminio"
Call fc_plate_horizontal(Fluid$, T_ext[7], T_amb, P_amb, a, h_conv_ext[7], Nuss[7], Ra[7])
" coeficiente de convección externo tapa"

Duplicate i = 3,6
Call fc_plate_vertical(Fluid$, T_amb, T_ext[i], P_amb, H, h_conv_ext[i], Nuss[i], Ray[i])
"coeficiente de convección externo en las paredes"

"Convección EXTERNA"
q_conv_ext[1] = 0 [W]
T_ext[1] = T_ext[1]
q_conv_ext[7] = h_conv_ext[7] * A[7] * (T_ext[7] - T_amb)
T_ext[7] = T_ext[7]

Duplicate i = 3,6
q_conv_ext[i] = h_conv_ext[i] * A[i] * (T_ext[i] - T_amb)
T_ext[i] = T_ext[i]
End

-----
"Balances de energía en las superficies"
-----
dt = 600 [s]
"intervalo de tiempo"

Duplicate i = 3,7
T_inicial[i] = (converttemp(C,K,14.85 [C]))
"temperaturas iniciales de las superficies"

T_inicial[1] = (converttemp(C,K,14.85 [C]))

Duplicate i = 3,4
m[i] = H * a * e[i]^950 [Kg]
"masas de las superficies"

Duplicate i = 5,6
m[i] = H * b * e[i]^950 [Kg]

m[1] = a * b * e[1]^2700 [Kg]
m[7] = a * b * e[7]^2700 [Kg]

Duplicate i = 3,7
Cp[i] = 1900 [J/KgK]
"calores específicos"

Cp[1] = 897 [J/KgK]

Duplicate i = 3,7
T_int_ant[i] = #if(Row,1,T_inicial[i],T_inicial[i],lookup(Datos radiador',Row-1,T_int[i]))
"temperaturas del instante anterior"

T_int_ant[1] = #if(Row,1,T_inicial[1],T_inicial[1],lookup(Datos radiador',Row-1,T_int[1]))

"Balance de energía"
q_conv_int[1] + q_rad_int[1] + q_conv_ext[1] + q_rad_ext[1] = ((T_int[1] - T_int_ant[1]) / dt) * Cp[1] * m[1]
"balance de energía en placa de aluminio"
q_conv_int[7] + q_conv_ext[7] = ((T_int[7] - T_int_ant[7]) / dt) * Cp[7] * m[7]
"balance de energía en placa de aluminio"

Duplicate i = 3,6
q_conv_int[i] + q_rad_int[i] + q_conv_ext[i] + q_rad_ext[i] = ((T_int[i] - T_int_ant[i]) / dt) * Cp[i] * m[i]
"balance de energía en las paredes"
End
-----

```

5. Equipo definitivo - sin tapa – transiente- incluyendo velocidad de viento

```

Row = TableRun#
.....
"Dimensiones y características de las superficies"
.....
"Superficie 1, placa de aluminio"
a = 540 * convert(mm,m)
b = 365 * convert(mm,m)
A[1] = a*b
e[1] = 35 [mm] * convert(mm,m)
epsilon[1] = 0.9
k[1] = 0 [W/(m*K)]
"largo placa"
"ancho placa"
"área placa aluminio"
"espesor placa aluminio"
"emisividad placa aluminio"

"Superficie 2, teórica"
A[2] = a*b
"área superficie 2"

epsilon[2] = (0.006[1/K] * (T_dp - 273.15[K]) + 0.74)
"emisividad cielo"

T_int[2] = epsilon[2]^0.25 * T_amb
"Tsly Martin & Berdahl"

h = lookup(Datos radiador,Row,Tiempo)
[T_int[2] = T_amb * (0.711 + 0.0056[1/K] * (T_dp - 273.15[K]) + 0.000073[1/K^2] * (T_dp - 273.15[K])^2 + 0.013 * cos(15°)^0.25) "Tsly: Berdahl y Martin dependiente de T"
[T_int[2] = 0.055 * T_amb^1.5]
"Tsly: Swinback (1963)"

"Superficies 3, 4, 5 y 6, paredes de cubeta"

H = 38 * convert(mm,m)
"altura pared"

Duplicate i = 3,4
A[i] = H*a
"paredes izquierda y derecha"
epsilon[i] = 0.05
"área pared"
"emisividad pared"

e[i] = 30 [mm] * convert(mm,m)
k[i] = 0.1 [W/(m*K)]
"espesor aislante"
epsilon_ext[i] = 0.05
"conductividad aislante"
End

Duplicate i = 5,6
A[i] = H*b
"paredes arriba y abajo"
epsilon[i] = 0.05
"área pared"
"emisividad pared"

e[i] = 30 [mm] * convert(mm,m)
k[i] = 0.1 [W/(m*K)]
"espesor aislante"
epsilon_ext[i] = 0.05
"conductividad aislante"
End

"Condiciones exteriores"
.....
Fluid$ = 'AirH2O'
P_amb = 101325 [Pa]
"presión ambiental"
T_amb = lookup(Datos radiador,Row,T_amb,K)
"temperatura ambiente"
HR = lookup(Datos radiador,Row,HR)
{HR=0.7585}

sigma = sigma#
"constante de Stefan-Boltzmann"
T_dp = dewpoint(FFluid$,T=T_amb,R=HR,P=P_amb)
"Temperatura de punto de rocío en K"
T_amb_int = T_amb
"Temperatura aire interior de la cuba °C"

"Factores de forma"
.....
"De superficie 1 (placa aluminio) a las demás superficies"
F[1,1] = 0
F[1,2] = Fd_1(a, b, H)
F[1,3] = Fd_2(b, H, a)
F[1,4] = F[1,3]
F[1,5] = Fd_2(a, H, b)
F[1,6] = F[1,5]
[Sum[1] = F[1,1] + F[1,2] + F[1,3] + F[1,4] + F[1,5] + F[1,6]]

"De superficie 2 (placa polietileno) a las demás superficies"
F[2,1] = F[1,2] * A[1] / A[2]
F[2,2] = 0
F[2,3] = F[1,3]
F[2,4] = F[1,3]
F[2,5] = F[1,5]
F[2,6] = F[1,5]
[Sum[2] = F[2,1] + F[2,2] + F[2,3] + F[2,4] + F[2,5] + F[2,6]]

"De superficie 3 (pared) a las demás superficies"
F[3,1] = F[1,3] * A[1] / A[3]
F[3,2] = F[2,3] * A[2] / A[3]
F[3,3] = 0
F[3,4] = Fd_1(H,a,b)
F[3,5] = Fd_2(a,b,H)
F[3,6] = F[3,5]
[Sum[3] = F[3,1] + F[3,2] + F[3,3] + F[3,4] + F[3,5] + F[3,6]]

"De superficie 4 (pared) a las demás superficies"
F[4,1] = F[3,1]
F[4,2] = F[3,2]
F[4,3] = F[3,4] * A[3] / A[4]
F[4,4] = 0
F[4,5] = F[3,5]
F[4,6] = F[3,5]
[Sum[4] = F[4,1] + F[4,2] + F[4,3] + F[4,4] + F[4,5] + F[4,6]]

```

```

"De superficie 5 (pared) a las demás superficies"
F[5,1] = F[1,5] * A[1] / A[5]
F[5,2] = F[2,5] * A[2] / A[5]
F[5,3] = F[3,5] * A[3] / A[5]
F[5,4] = F[5,3]
F[5,5] = 0
F[5,6] = fhd_1(b,H,a)
(Sum[5] = F[5,1] + F[5,2] + F[5,3] + F[5,4] + F[5,5] + F[5,6])

"De superficie 6 (pared) a las demás superficies"
F[6,1] = F[5,1]
F[6,2] = F[5,2]
F[6,3] = F[5,3]
F[6,4] = F[5,4]
F[6,5] = F[5,6] * A[5] / A[6]
F[6,6] = 0
(Sum[6] = F[6,1] + F[6,2] + F[6,3] + F[6,4] + F[6,5] + F[6,6])

.....
"Flujos de calor [W]"
.....

"Red de radiación INTERNA"
Duplicate i = 1,6
b[i] = (sum((f[i,0,1,0] - F[i,j]) * sigma * T_int[j]^4; j = 1,6))
End

Duplicate i = 1,6
Duplicate j = 1,6
C[i,j] = (1 / epsilon[j]) * ((f[i,j,0,1,0] - F[i,j]) * (1 - epsilon[j]))
End

Duplicate i = 1,6
b[i] = sum(C[i,j] * q_rad_int[j] / A[i]; j = 1,6)
End

"Coefficiente de convección INTERNO"

"coeficiente de convección interno placa de aluminio condicionado según velocidad de viento"
vel_viento=lookup(Datos radiador/Row/vel_viento)
#(vel_viento, 2,2, Call f_c_plate_horizontal[Fluid5, T_int[1], T_amb, P_amb, a, h_conv_int[1], Nu[1], Ra[1], Call External_Flow_PlateFluid5, T_amb, T_int[1], P_amb, vel_viento, a, tau, h_conv_int[1], C_f, Nu[1], Re])

Duplicate i = 3,6
Call f_c_plate_vertical[Fluid5, T_air_int, T_int[i], P_amb, H, h_conv_int[i], Nu[i], Ra[i]]
End
"coeficiente de convección interno en las paredes"

"Convección INTERNA"
q_conv_int[1] = h_conv_int[1] * A[1] * (T_int[1] - T_air_int)

Duplicate i = 3,6
q_conv_int[i] = h_conv_int[i] * A[i] * (T_int[i] - T_air_int)
End
"convección interna dependiente de h"

"Radiación EXTERNA"
q_rad_ext[1] = 0 [W]
q_rad_ext[2] = 0 [W]
"no interactúa con el exterior, ya que está aislada"
"está a Tsky"

Duplicate i = 3,6
R_rad_ext[i] = sigma * ((T_ext[i]^4 - (T_int[2]^4) / R_rad_ext[i])
R_rad_ext[i] = (1 - epsilon_ext[i] / (epsilon_ext[i] * A[i]) + (1 / A[i])
End

"Coefficiente de convección EXTERNO"
h_conv_ext[1] = 0 [W/m^2K]
"coeficiente de convección externo placa de aluminio"

Duplicate i = 3,6
Call f_c_plate_vertical[Fluid5, T_amb, T_ext[i], P_amb, H, h_conv_ext[i], Nusselt[i], Ray[i]]
End
"coeficiente de convección externo en las paredes"

"Convección EXTERNA"
q_conv_ext[1] = 0 [W]
T_ext[1] = T_ext[1]

Duplicate i = 3,6
q_conv_ext[i] = h_conv_ext[i] * A[i] * (T_ext[i] - T_amb)
T_ext[i] = T_ext[i]
End

.....
"Balances de energía en las superficies"
.....
dt = 600[s]
"intervalo de tiempo"

Duplicate i = 3,6
T_inicial[i] = (converttemp/C,K,14.85 [C])
"temperaturas iniciales de las superficies"

T_inicial[1] = (converttemp/C,K,14.85 [C])

Duplicate i = 3,4
m[i] = H * a * e[i]^950 [Kg]
"masas de las superficies"

Duplicate i = 5,6
m[i] = H * b * e[i]^950 [Kg]

m[1] = a * b * e[1]^2700 [Kg]

Duplicate i = 3,6
Cp[i] = 1900 [J/KgK]
"calores específicos"
Cp[1] = 897 [J/KgK]

Duplicate i = 3,6
T_int_ant[i] = (Row,1,T_inicial[i],T_inicial[i],lookup(Datos radiador/Row-1,T_int[i])
T_int_ant[1] = (Row,1,T_inicial[1],T_inicial[1],lookup(Datos radiador/Row-1,T_int[1])

"temperaturas del instante anterior"

"Balance de energía"
q_conv_int[1] + q_rad_int[1] + q_conv_ext[1] + q_rad_ext[1] = ((T_int[1]-T_int_ant[1])/dt)*Cp[1]*m[1]
"balance de energía en placa de aluminio"

Duplicate i = 3,6
q_conv_int[i] + q_rad_int[i] + q_conv_ext[i] + q_rad_ext[i] + q_cond[i] = ((T_int[i]-T_int_ant[i])/dt)*Cp[i]*m[i]
"balance de energía en las paredes"
End
.....

```

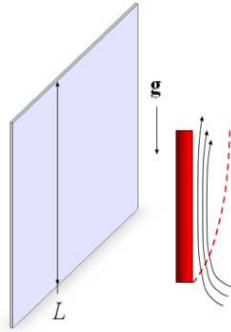
Anexo C

En este anexo, se encuentra en primer lugar el conjunto de coeficientes de convección que se utilizaron en el programa, con muestras de cómo es que se encuentran estos en las bibliotecas del programa, y cuál es entonces la función en EES para “llamarlos”, además de las variables de entrada que requieren. En segundo lugar, se realiza lo mismo que se realizó con los coeficientes de convección, pero esta vez referente a los factores de forma, fundamentales para definir el sistema de ecuaciones que modela el intercambio radiativo entre las superficies.

Coefficientes de convección

Respecto a los coeficientes de convección que se consideran en el problema, dada la geometría hay tres que están disponibles en la librería de funciones del programa EES, los cuales se muestran en las Figuras C.1, C.2, y C.3. En la Figura C.1, se observa es esquema representativo de la situación de placa plana vertical, y la correspondiente función para el cálculo del coeficiente de convección en dicho caso, entre el fluido, y la placa. Las variables de entrada requeridas también son parte de la información, siendo en este caso el tipo de fluido, la temperatura de la superficie, la temperatura del fluido, la presión ambiental, y el largo de la placa. En la Figura C.2, se observa es esquema representativo de la situación de placa plana horizontal, y la correspondiente función para el cálculo del coeficiente de convección en dicho caso, entre el fluido, y la placa. Las variables de entrada requeridas son el tipo de fluido, la temperatura de la superficie, la temperatura del fluido, la presión ambiental, y el largo de la placa. En ambos casos, se considera convección natural, es decir que el fluido, en este caso el aire, se encuentra en reposo. En la Figura C.3, se detalla un esquema que representa la situación de placa plana horizontal, y la correspondiente función para el cálculo de coeficiente de convección, entre el fluido y la placa, pero con una diferencia respecto a los casos anteriores, que es que este coeficiente incluye la velocidad del viento como parte de los parámetros de entrada para su cálculo. Este coeficiente está incluido como una opción, en el último código presentado en el anexo B. En el código el cálculo del coeficiente de convección está condicionado según cual sea la velocidad de viento.

FC_plate_vertical



The procedure `FC_plate_vertical`(FluidS, T_s, T_infinity, P, L : h, Nusselt, Ra) returns the heat transfer coefficient, Nusselt number and Rayleigh number for a vertical flat plate (heated or cooled) of length L in the manner described in section 6.2.2 of [Nellis and Klein](#). The width of the plate is assumed sufficiently large such that end effects may be neglected. The units of the inputs and outputs depend on the unit settings in EES. The magnitude of gravity is assumed to be 9.807 [m/s^2].

Inputs:

FluidS - string name of any fluid in the EES database. The fluid can be an ideal gas or a real fluid
T_s - surface temperature of the plate in [C], [K], [F], or [R]
T_infinity - bulk temperature of the fluid in [C], [K], [F], or [R]
P - ambient pressure in [Pa], [kPa], [bar], [MPa], [atm], or [psia]
L - length of the plate [m] or [ft]

Outputs:

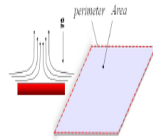
h - heat transfer coefficient in [W/m^2-K] or [Btu/hr-ft^2-R]
Nusselt - Nusselt number [-]
Ra - Rayleigh number [-]

Notes:

The procedure `FC_plate_vertical` is responsible for determining the fluid properties, and calculating the Rayleigh and Prandtl numbers. Once these values are found, the non-dimensional procedure `FC_plate_vertical_ND` is called to calculate the Nusselt number. `FC_plate_vertical`, in turn, uses the Nusselt number to calculate the coefficient of heat transfer.

Figura C.1: coeficiente de convección, placa vertical.

FC_plate_horizontal1



The procedure `FC_horizontal1`(FluidS, T_s, T_infinity, P, L : h, Nusselt, Ra) returns the heat transfer coefficient, Nusselt number and Rayleigh number for a horizontal flat plate that is upward heated or downward cooled. The characteristic length of the plate is the ratio of the area to the perimeter. The units of the inputs and outputs depend on the unit settings in EES. Gravity is assumed to be 9.807 [m/s^2].

Inputs:

FluidS - string name of any fluid in the EES database. The fluid can be an ideal gas or a real fluid
T_s - surface temperature of the plate in [C], [K], [F], or [R]
T_infinity - bulk temperature of the fluid in [C], [K], [F], or [R]
P - ambient pressure in [Pa], [kPa], [bar], [MPa], [atm], or [psia]
L - characteristic length of the plate [m] or [ft], defined as the ratio of the area to the perimeter

Outputs:

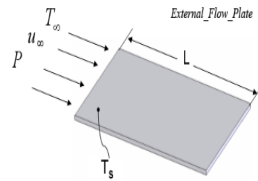
h - heat transfer coefficient in [W/m^2-K] or [Btu/hr-ft^2-R]
Nusselt - Nusselt number [-]
Ra - Rayleigh number [-]

Notes:

The procedure `FC_plate_horizontal1` is responsible for determining the fluid properties, and calculating the Rayleigh and Prandtl numbers. Once these values are found, the non-dimensional procedure `FC_plate_horizontal1_ND` is called to calculate the Nusselt number. `FC_plate_horizontal1`, in turn, uses the Nusselt number to calculate the coefficient of heat transfer as described in section 6.2.2 of [Nellis and Klein](#).

Figura C.2: Coeficiente de convección, placa horizontal.

External_Flow_Plate



Procedure External_Flow_Plate(Ffluid, T_inf, T_s, P, V, L, tau, h, C_f, Nu, Re) calculates the average heat transfer coefficient and the coefficient of friction for external flow over a flat plate. The properties are evaluated at the film temperature and the units of the inputs and outputs correspond to the settings in EES. (Note that the shear stress is returned in either Pa or psi units.)

Inputs

Ffluid can be any fluid in the EES data base. The fluid can be an ideal gas, a real fluid, a brine, or an incompressible fluid in the SolidLiquid_Fluids library.

T_inf - the free stream fluid temperature in [C], [K], [F], or [R]

T_s - the surface temperature of the plate in [C], [K], [F], or [R]

P - pressure can be in [Pa], [bar], [MPa], [atm], or [psi]. (Note that for brines, this parameter provides the concentration in % instead of pressure.)

u_inf - free stream velocity of flow in [m/s] or [ft/min]

L - length of the plate in [m] or [ft]

Outputs

tau - average shear stress [Pa] or [psi]

h - average heat transfer coefficient in [W/m^2K] or [Btu/hr-ft^2-R]

C_f - average coefficient of friction [-], defined as:

$$C_f = \frac{\tau}{\rho u_{\infty}^2 / 2}$$

where

ρ is the density of the fluid

Nusselt - average Nusselt number [-], defined as:

$$Nu = \frac{hL}{k}$$

where

k is the conductivity of the fluid

Re - Reynolds number [-], defined as:

$$Re = \frac{\rho u_{\infty} L}{\mu}$$

where

μ is the viscosity of the fluid

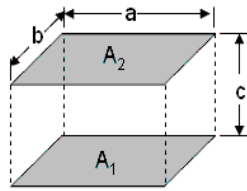
Figura C.3: Coeficiente de convección(forzada), placa horizontal.

Factores de forma

Los factores de forma son dependientes de la configuración geométrica, y debido a propiedades de estos, y el correcto uso del álgebra de factores de forma, se puede reducir notablemente el número de factores de forma a calcular, ya que se pueden dejar la mayoría en función de algunos. Para el cálculo estrictamente necesario, una vez simplificado lo mayor posible el caso de este problema, se concluyó que se requiere de dos factores de forma.

Estos se encuentran en las librerías del programa, y se pueden apreciar en las Figuras C.4 y C.5, que al igual que en el caso de los coeficientes de convección, muestran un esquema de la geometría a considerar, la fórmula para su cálculo, y las variables de entrada que exige. La Figura C.4 corresponde al caso de dos placas finitas planas, paralelas entre sí, de iguales dimensiones, de forma rectangular, y que se encuentran una frente a otra, como se ve en la imagen. Las variables de ingreso necesarias son el ancho de la placa, el largo, y la separación entre ellas. La Figura C.5 a su vez corresponde al caso de dos placas finitas planas, perpendiculares entre sí, de forma rectangular y que comparten una arista en común, como se ve en la imagen. Las variables de ingreso necesarias el largo de la arista en común, la dimensión restante de cada placa, con un total entonces de tres dimensiones a ingresar. Es importante recordar que el factor de forma de la superficie 1 a la superficie 2, indica la porción de visión que tiene la superficie 1 hacia la 2, del total de campo de visión de la superficie 1, y esto guarda relación directa con la porción de energía que la superficie 1 es capaz de emitir hacia la superficie 2.

Finite parallel plates



Function `f3d_1(a, b, c)` returns the view factor between two identical opposite rectangular plates.

Inputs:

`a` and `b` are the dimensions of the rectangles [m or ft]
`c` is the distance between them [m or ft]

Example:

```
$UnitSystem SI K Pa J deg
```

```
a=1 [m]
```

```
b=1.5 [m]
```

```
c=0.5 [m]
```

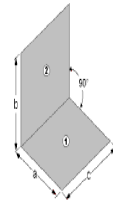
```
F=f3d_1(a, b, c)
```

```
{Solution: F=0.4756 }
```

Reference: Siegel and Howell, *Thermal radiation heat transfer*, 4th edition, p.843.

Figura C.4: Factor de forma para placas paralelas finitas.

Finite perpendicular plates



Function `f3d_2(a, b, c)` returns the view factor from area 1 to area 2 of two finite rectangles of the same length, having one common edge and having an angle of 90 degrees to each other.

Inputs:

`a` = height of area 1 [m or ft]

`b` = height of area 2 [m or ft]

`c` = length of common edge as shown in the figure [m or ft]

Note: The input values have to be greater than 0!

Example:

```
$UnitSystem SI K Pa J deg
```

```
a=1 [m]
```

```
b=1 [m]
```

```
c=0.5 [m]
```

```
F=f3d_2(a, b, c)
```

```
{Solution: F=0.1493 }
```

Reference: Siegel and Howell, *Thermal radiation heat transfer*, 4th edition, p.844.

Figura C.5: Factor de forma para placas perpendiculares finitas.

Anexo D

Tabla 2.1: Instituciones de origen de las publicaciones científicas.

Institución de origen de la publicación	Número
Budapest University of Technology and Economics.	1
Conserval Engineering Inc., Toronto, Canada.	2
Tarbiat Modares University, Iran.	3
Nature communications.	4
Punjab University, India.	5
University of Science and Technology of Hefei, China.	6

Tabla 2.2: Títulos de las publicaciones.

Título de la Publicación	Número
“Nocturnal radiation: new opportunity in building cooling”.	1
“Nocturnal radiation cooling tests”.	2
“Investigation of a hybrid sistem of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling”.	3
“Radiative cooling to Deep sub-freeing temperaturas through a 24-h day-night cycle”.	4
“Theoretical investigation of nocturnal cooling potential for composite type climate of Punjab, India”.	5
“Theoretical and experimental study of spectral selectivity Surface for both solar heating and radiative cooling”.	6

Tabla 2.3: Resúmenes de las publicaciones científicas.

Publicación	Resumen
1	En este estudio se desarrolla un prototipo de equipo para enfriamiento por radiación nocturna, y se estudia el enfriamiento que logra, relacionándolo además con la capacidad de emitir radiación propia de cada zona geográfica en Europa, y el consumo en climatización por zona, para determinar qué tanto aportaría dicho equipo para cada zona.
2	En este estudio al igual que en el caso anterior, se utiliza un prototipo de equipo de enfriamiento por radiación nocturna, y el enfoque está en determinar la capacidad de enfriamiento del equipo, la diferencia de temperatura que se logra con respecto a la temperatura ambiente, y por cuánto tiempo puede mantenerse la diferencia de temperatura que se alcanza.
3	En este caso, también se estudia la eficiencia de un sistema de enfriamiento y su potencial de enfriamiento, pero se propone un equipo que funciona en tres etapas, la primera es de enfriamiento de agua por medio del sistema de enfriamiento nocturno por radiación, la cual se almacena en un estanque para su posterior uso en la segunda etapa. En la segunda etapa, se utiliza esta agua para pre-enfriar aire, al hacer pasar aire por una red de tubos por los que pasa el agua que se enfrió previamente (no se mezclan). Finalmente la tercera etapa consiste en una etapa de enfriamiento evaporativo, en que este aire que estaba pre-enfriado, pasa por el sistema en cuestión y al evaporar agua, entrega energía y por lo tanto se enfría más. Esto se logra ya que al pasar por la segunda etapa, la temperatura de bulbo húmedo del aire baja.
4	Para este caso, se estudia el enfriamiento por radiación de una placa, sin tenerse un sistema completo, sino que el énfasis está sólo en la placa y que tan bien se enfría. En este caso, es un enfriamiento pasivo en un ciclo completo de 24 horas, y se hace la comparación entre el material real utilizado, y lo que teóricamente sucedería para dos materiales teóricos, un cuerpo negro perfecto, con emisividad del 100% en todo el espectro de longitudes de onda para la radiación, y un emisor selectivo casi ideal, que tiene emisividad de 100% en el rango de 8 a 13 micrómetros.
5	En este estudio, se hace un modelo teórico para determinar el potencial de enfriamiento que tendría un sistema de enfriamiento por radiación nocturna, en base a datos ambientales de la zona de interés, que para este caso es Punjab, India. También se calcula el ahorro en energía considerando un acondicionador de aire de 1(KWh). El enfoque de este estudio es para los meses de Marzo hasta octubre.
6	En este estudio se propone un material compuesto que permita calentar en el día, y a la vez enfriar en la noche, todo esto según las características de emisividad y absorptividad del material, según el rango de longitud de onda para cada caso. El material se llama TPET. Entonces, se fabrica el material, y posteriormente se realizan una serie de pruebas para determinar si es suficientemente bueno como material para calentamiento diurno, y a la vez enfriamiento nocturno.

Tabla 2.4: Objetivos, parámetros medidos y calculados, y métodos utilizados.

Publicación	Tipo de estudio	Objetivo(s)	Parámetros medidos, calculados	Método(s) utilizados
1	Experimental-teórico	Examinar el potencial de enfriamiento de radiador nocturno para diferentes ciudades en Europa considerando los parámetros que influyen la eficiencia del sistema.	Caída de Temperatura del aire en el equipo, radiación de onda larga, flujo de aire, tasa de enfriamiento que logra el equipo.	“RETScreen 4”, “Clean Energy Project Analysis software”.
2	Experimental	Resumir las pruebas de enfriamiento radiativo, comparar los datos con material publicado por la Sociedad americana de ingenieros de calentamiento, refrigeración, y aire acondicionado (ASHRAE)(siglas en inglés), y sugerir métodos para usar enfriamiento radiativo para enfriamiento de edificios.	Temperatura ambiental, Temperatura de entrada, Temperatura de salida, Temperatura de cielo, Temperatura en paredes del equipo	El procedimiento fue experimental, se tomaron mediciones y se hicieron gráficos. No se menciona con qué programa hicieron los gráficos.
3	Experimental-teórico	Estudio de un sistema híbrido de enfriamiento radiativo, bobina de refrigeración, y enfriamiento por evaporación directa.	Temperatura ambiental, Temperatura de agua de tanque, Temperatura de entrada aire, Temperatura de salida aire, número de Reynolds, Temperatura promedio de tanque, Temperatura de salida de proceso 1, Temperatura de salida de proceso 2, Temperatura de etapas de estanque acumulador, efectividades de tres sistemas distintos.	“ε-NTU method”(para la parte teórica de modelamiento).
4	Experimental-teórico	Mostrar teóricamente que se pueden lograr diferencias de temperatura de hasta 60(°C), por enfriamiento radiativo, y mostrar de manera experimental que se pueden obtener resultados mejores que los de estudios anteriores a este estudio.	Temperatura de muestra, Flujo de calor neto, Temperatura ambiental, Temperatura de punto de rocío.	“Fourier transform infrared spectroscopy”, para determinar el espectro de emisividad de la muestra. Para obtener las temperaturas de punto de rocío, mencionan que utilizaron los datos de una estación de tiempo en Stanford.
5	Teórico	Proponer un modelo teórico para evaluar el potencial de enfriamiento radiativo para el clima mixto de Punjab, India.	Temperatura ambiental, Temperatura de punto de rocío, Temperatura de cielo, poder de enfriamiento.	La información meteorológica se tomó del “Agro metrological department of Punjab Agricultural University, Ludhiana”. La emisividad de cielo se calcula con la correlación de Berdahl and Fromberg.
6	Experimental-teórico	Proponer una nueva superficie espectro-selectiva que sirva tanto para calentamiento durante el día como para enfriamiento radiativo durante la noche.	Temperatura ambiental, Temperatura de placa (para distintas superficies), emisividad, reflectividad.	Utilizan un horno de temperatura constante para elaborar el material compuesto que se usa en el estudio. Para determinar la reflectividad espectral se usan: 1.UV-Vis-NIR spectrophotometer(DUV-3700) 2.Spectrophotometer BrukerEquinox55

Tabla 2.5: Tabla resumen de resultados.

Nombre del estudio	Parámetros medidos o calculados	Valor de los parámetros
"Nocturnal radiation: new opportunity in building cooling"	Potencial de enfriamiento.	Lisboa: 82[W/m ²]. Viena: 36[W/m ²]. Helsinki: 33[W/m ²]. Estocolmo: 30[W/m ²].
"Nocturnal radiation cooling tests"	Diferencia de temperatura de aire enfriado, respecto a la temperatura ambiental.	4,7 grados Celsius.
"Investigation of a hybrid sistem of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling"	Disminución de temperatura de aire a la salida del equipo, respecto a la temperatura de aire a la entrada.	13,5 grados Celsius.
"Radiative cooling to Deep sub-freezing temperaturas through a 24-h day-night cycle"	Promedio de diferencia de temperatura entre ambiente y radiador. Diferencia de temperatura máxima entre ambiente y radiador. Temperatura ambiental máxima. Temperatura ambiental mínima. Temperatura mínima del radiador.	37,4 grados Celsius. 42,2 grados Celsius. 15 grados Celsius. 0 grados Celsius. -35 grados Celsius.
"Theoretical investigation of nocturnal cooling potential for composite type climate of Punjab, India"	Potencial de enfriamiento.	Mejor resultado para Abril, 70 [W/m ²]. Resultado más bajo para Agosto, con 43 [W/m ²].
"Theoretical and experimental study of spectral selectivity Surface for both solar heating and radiative cooling"	Diferencia de temperatura entre radiador y temperatura ambiente, en enfriamiento Diferencia de temperatura entre radiador y temperatura ambiente, en calentamiento. Absortividad de radiación solar incidente de la superficie. Emisividad de la superficie en el rango de longitudes de onda de 8 a 13 micrómetros.	13 grados Celsius. 75 grados Celsius. 0,92 0,8