



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

ENFRIAMIENTO RADIATIVO EN EDIFICACIONES

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA
ENERGÍA - SISTEMAS ENERGÉTICOS

P R E S E N T A:

JOSÉ JAVIER MUÑOZ CRIOLLO

DIRECTOR DE TESIS:

DR. JORGE ANTONIO ROJAS MENÉNDEZ



2010



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Jurado asignado:

Presidente: Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa

Secretario: Dr. Jorge Antonio Rojas Menéndez

1^{er} Vocal: Dr. David Morillón Gálvez

1^{er} Suplente: Dr. Octavio García Valladares

2^o Suplente: Dr. William Vicente y Rodríguez

Lugar donde se realizó la tesis:

Centro de Investigación en Energía de la Universidad

Nacional Autónoma de México (UNAM).

Tutor de tesis:

Dr. Jorge Antonio Rojas Menéndez.

A mi madre:

Norma Y. Criollo Paredes

Por su amor y cariño incondicional en las buenas y en las malas a lo largo de toda mi vida. Por sus consejos y constante apoyo en todos mis proyectos. Por enseñarme a afrontar la vida sin temor a realizar mis sueños.

Al Sr. Aurelio Mojica Reyes.

Por su inestimable apoyo, confianza y el esfuerzo realizado para poder brindarme gran parte de la educación que he recibido hasta ahora.

Agradecimientos

Agradezco a :

Al Dr. Jorge Antonio Rojas Menéndez por su paciencia y dedicación al momento de revisar este trabajo y su constante apoyo para terminarlo.

Al departamento de termociencias de quienes he aprendido mucho y quienes me han ofrecido siempre su ayuda en cualquier contratiempo.

A mi comité tutorial, el Dr. Octavio García Valladares, el Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa, el Dr. David Morillon Galvez y el Dr. William Vicente y Rodríguez por su disponibilidad en todo lo que he necesitado a lo largo de este trabajo.

A mis compañeros de generación, en especial a Gerardo Alcalá, Paulina Burgos, Ernesto González, Ulises López, Osvaldo Rodríguez, Oscar Ruíz y Jorge Wong, por todo el apoyo brindado a lo largo de estos dos años de maestría. He aprendido mucho de ellos y he pasado muy buenos momentos en su compañía. Los he llegado a considerar como una familia.

Al CONACYT por su confianza al brindarme el financiamiento para mis estudios de maestría así como al proyecto No.93699 de FOMIX CONACYT-Morelos titulado ESTRATEGIAS DE ENFRIAMIENTO DE BAJO CONSUMO ENERGÉTICO

PARA ZONAS CON CLIMA CÁLIDO-SUBHÚMEDO.

A la Universidad Nacional Autónoma de México y a su Centro de Investigaciones en Energía por brindarme un espacio donde poder estudiar y prepararme para afrontar retos futuros y algún día poder contribuir al desarrollo de un México más prospero y equitativo.

Contenido

| | |
|--|-----------|
| 1. Antecedentes | 5 |
| 2. Fundamentos de Radiación | 13 |
| 2.1. Flujos Radiativos | 17 |
| 2.2. Cuerpo Negro | 20 |
| 2.3. Propiedades Radiativas en Superficies | 22 |
| 2.3.1. Emisividad | 23 |
| 2.3.2. Absortividad | 24 |
| 2.3.3. Reflectividad | 24 |
| 2.3.4. Transmisividad | 25 |
| 2.4. Conservación de la Energía | 26 |
| 2.5. Ley de Kirchhoff | 26 |
| 2.6. Factor de forma | 28 |
| 3. Radiación Nocturna | 33 |

| | |
|--|-----------|
| 3.1. Espectro de emisión y absorción del cielo | 35 |
| 3.2. Temperatura de cielo y emisividad del cielo | 37 |
| 3.3. Intercambio radiativo con el cielo | 42 |
| 3.3.1. Radiador descubierto | 42 |
| 3.3.2. Radiador cubierto | 45 |
| 4. Modelo Matemático | 49 |
| 4.1. Datos climatológicos | 50 |
| 4.2. Sistema experimental | 51 |
| 4.2.1. Tanque de almacenamiento | 51 |
| 4.2.2. Radiador | 52 |
| 4.2.3. Tubos aletados | 53 |
| 4.2.4. Recubrimiento emisor | 55 |
| 4.2.5. Cubierta | 56 |
| 4.2.6. Sensores | 57 |
| 4.2.7. Funcionamiento del sistema | 59 |
| 4.3. Modelo matemático propuesto | 60 |
| 4.3.1. Modelo de tanque de almacenamiento | 60 |
| 4.3.2. Modelo de tubo aletado | 66 |
| 4.4. Algoritmo | 80 |
| 5. Resultados | 85 |

5.1. Resultados para un radiador sin flujo 88

5.2. Resultados para un radiador con flujo 102

6. Conclusiones **107**

Bibliografía. **111**

Descripción de Figuras

| | |
|---|----|
| 2.1. Espectro electromagnético | 15 |
| 3.1. Espectro de absorción atmosférico en el infrarrojo | 36 |
| 3.2. Espectro de emisión de la atmósfera | 38 |
| 4.1. Diagrama general del sistema | 50 |
| 4.2. Esquema del tanque de almacenamiento | 52 |
| 4.3. Esquema de corte transversal del radiador | 53 |
| 4.4. Vista superior del radiador | 54 |
| 4.5. Corte transversal de tubo aletado. Dimensiones geométricas. | 55 |
| 4.6. Espectro de absorptividad y reflectividad de varios recubrimientos y materiales | 56 |
| 4.7. Espectro de transmitancia para una cubierta de polietileno de $10\mu m$. | 57 |
| 4.8. Diagrama geométrico de un tanque dividido en nodos. | 62 |
| 4.9. Diagrama de flujo para el tanque de almacenamiento | 65 |

| | |
|--|-----|
| 4.10. Diagrama de tubo aletado | 66 |
| 4.11. Balance de energía en tubo aletado | 67 |
| 4.12. Flujo de calor desde el fluido hacia el ambiente | 74 |
| 4.13. Tubo aletado dividido en rebanadas | 81 |
| 4.14. Diagrama de flujo para el programa usado en este trabajo | 82 |
| 5.1. Prueba de noviembre 17 de 2009 | 90 |
| 5.2. Prueba de noviembre 18 de 2009 | 91 |
| 5.3. Prueba 1 de noviembre 30 de 2009 | 93 |
| 5.4. Prueba 1 de enero 13 de 2010. | 94 |
| 5.5. Prueba 2 para noviembre 30 de 2009 | 97 |
| 5.6. Prueba 2 para enero 13 de 2010 | 98 |
| 5.7. Prueba de enero 14 de 2010 | 100 |
| 5.8. Prueba de enero 18 de 2010 | 101 |
| 5.9. Prueba de noviembre 09 de 2009 | 104 |
| 5.10. Prueba de noviembre 16 de 2009 | 105 |

Lista de Tablas

| | |
|---|-----|
| 3.1. Valores del coeficiente k_λ | 41 |
| 4.1. Relación de sensores de temperatura | 58 |
| 5.1. Resultados para pruebas sin flujo y sin cubierta | 95 |
| 5.2. Resultados para pruebas sin flujo y con cubierta | 102 |

Nomenclatura

A_{ex} Área del tanque de almacenamiento expuesta al ambiente (m^2).

C_u Conductancia de la unión tubo-aleta (W/mK).

D Diámetro exterior del tubo aletado (m).

D_i Diámetro interior del tubo aletado (m).

E Potencia emisiva (W/m^2)

F Función de control de flujo.

G Irradiancia (W/m^2)

h Coeficiente de transferencia de calor (W/m^2K).

I Intensidad radiativa (W/m^2).

J Radiosidad.

K Número de secciones en que se divide el tubo aletado

| | |
|---------------|--|
| k | Conductividad térmica (W/mK). |
| k_λ | Coefficiente definido en rangos espectrales. |
| L | Longitud (m). |
| M | Número de partes en que se divide un segmento de aleta. |
| m | Masa (Kg). |
| N | Número de nodos en que se divide el tanque de almacenamiento |
| P | Número de tubos aletados |
| q | Flujo radiativo (W). |
| q'' | Flujo de calor por unidad de área (W/m^2). |
| q''_v | Flujo de calor para un radiador sin flujo de agua (W/m^2). |
| q'_{lat} | Calor disipado desde los laterales del tubo aletado (W/m). |
| r | Radio (m). |
| T | Temperatura (K). |
| t | Tiempo característico del sistema (s). |
| T_a | Temperatura ambiente (K) |
| $T_{eq,neta}$ | Temperatura equivalente neta (K). |

| | |
|------------------|--|
| T_{eq} | Temperatura equivalente (K). |
| T_{exp} | Temperatura experimental (K). |
| T_{roc} | Temperatura de rocío (K). |
| T_{sim} | Temperatura simulada (K). |
| T_{sr} | Temperatura de salida del radiador (K). |
| t_{total} | Duración total del experimento (s). |
| U | Pérdidas de calor a través del aislante (W/m^2). |
| V | Volumen (m^3). |
| V_{ta} | Masa de agua contenida dentro de un tubo aletado (Kg). |
| v_{viento} | Velocidad del viento (m/s). |
| W | Ancho del tubo aletado (m). |
| w | Cantidad total equivalente de absorbente presente en la atmósfera. |
| \dot{m}_{nsis} | Fracción del flujo del sistema que entra al nodo n (m^3/s). |
| \dot{m}_{nsup} | Flujo de agua proveniente de los nodos superiores (m^3/s). |
| \dot{m}_{sis} | Flujo de agua que circula a través del sistema (m^3/s). |
| α | Absortividad. |

| | |
|-----------------------|---|
| ρ | Reflectividad. |
| χ | Factor geométrico de eficiencia para aletas con perfiles rectangulares. |
| δ | Grosor de la aleta (m). |
| ϵ | Emisividad |
| η | Índice de refracción |
| Γ | Número total de datos simulados obtenidos. |
| λ | Longitud de onda (μm) |
| ν | Frecuencia (Hz) |
| Ω | Ángulo sólido (sr) |
| Φ | Factor de forma entre dos superficies. |
| ψ | Desviación estándar |
| τ | Transmisividad |
| θ, β, ϕ | Ángulos |
| ϑ | Diferencia promedio entre datos experimentales y simulados. |
| Ξ | Capacidad de enfriamiento del sistema (W) |

Superíndices

+ Valor de la variable en el siguiente instante de tiempo

0 Valor de la variable en el instante de tiempo actual

Subíndices

ab Absorbido.

abs Absorbido.

aire Propiedad del aire.

ais Propiedad del material aislante.

aleta Propiedad del tubo aletado.

B Cuerpo negro.

b Base del tubo aletado

c Cielo

cond Conductivo (W/m^2K).

conv Convectivo (W/m^2K).

cup Cubierta.

desc Radiador descubierto.

em Emitido.

f Fluido contenido dentro del tubo aletado.

i, j, l Contadores.

in Incidente.

n Enésimo nodo dentro del tanque del almacenamiento.

r Radiador.

$r \rightarrow c$ Interacción radiador cielo.

$r \rightarrow cup$ Interacción radiador cubierta.

rad Radiativo (W/m^2K).

ref Reflejado (W/m^2).

tanque Propiedad del tanque de almacenamiento.

trans Transmitido.

cubierto Radiador cubierto.

Constantes

- \hbar Constante reducida de Planck ($1.054 \times 10^{-34} Js$).
- ρ_{h_2o} Densidad del agua ($1000 Kg/m^3$).
- σ Constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$)
- c_0 Velocidad de la luz, ($2.998 \times 10^8 m/s$)
- C_1 Primera constante radiativa ($3.742 \times 10^8 W \mu m^4/m^2$)
- C_2 Segunda constante radiativa ($1.439 \times 10^4 \mu m K$)
- C_p Capacidad térmica del agua ($4192 kJ/kgK$)
- k_B Constante de Boltzmann ($1.3805 \times 10^{-23} J/K$).
-

Resumen

EN este trabajo se presenta el estudio de un sistema de enfriamiento semi-pasivo empleando el efecto de intercambio radiativo con la atmósfera. Se emplea una serie de tubos aletados como elemento de intercambio de calor con la atmósfera que es considerada como un sumidero de energía. Como elemento de almacenamiento se emplea un volumen de agua contenido en un tanque térmico.

El objetivo del trabajo es obtener un modelo matemático que permita simular el comportamiento del sistema y su capacidad de enfriamiento basado en datos climatológicos (temperatura ambiente, velocidad de viento) medibles en sitio. Con objeto de validar este modelo se han montado dos prototipos en el Centro de Investigaciones en Energía de la UNAM en los que se han realizado mediciones experimentales de la capacidad de enfriamiento de este sistema.

A continuación se describe el tema de cada uno de los capítulos que componen el presente documento.

El capítulo 1 presenta una breve introducción a cerca del problema energético que existe en el mundo, en particular en México, y la necesidad de nuevas técnicas

de climatización para mitigar esta situación.

En el capítulo 2 se presentan los fundamentos de radiación necesarios para comprender el fenómeno físico en el que se basa el sistema de enfriamiento que se propone. Se habla sobre flujos radiativos en una superficie, propiedades radiativas superficiales (emisividad, absortividad, reflectividad y transmisividad), cuerpo negro, ley de Kirchhoff y factores de forma.

El capítulo 3 trata sobre la teoría relacionada directamente con el fenómeno físico que se aprovecha en el sistema propuesto, la radiación nocturna. Se habla sobre las características radiativas atmosféricas, su emisividad y absortividad. Se introducen los conceptos de temperatura de cielo y emisividad de cielo. Se presentan las ecuaciones que rigen el intercambio radiativo de una superficie expuesta a la atmósfera y de una provista con una cubierta protectora plástica.

En el capítulo 4 se presenta el modelo matemático que se propone para simular las mediciones registradas por los prototipos antes mencionados. Se comienza dando una breve descripción de estos prototipos. A continuación se presenta información sobre la estación meteorológica de donde se han obtenido la información climática. Posteriormente se proporcionan las principales hipótesis empleadas en la construcción del modelo. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del tanque de almacenamiento, y los tubos aletados que conforman el radiador son presentadas en esta sección. Por último se describe el algoritmo empleado para la simulación del sistema.

El capítulo 5 presenta los resultados comparativos entre los datos numéricos da-

dos por el modelo y los datos experimentales proporcionados por los prototipos. Se muestran gráficas para diversos experimentos incluyendo información sobre la diferencia entre datos reales y simulados. También se señalan fluctuaciones interesantes debidas al viento y a la nubosidad. Se presenta información sobre la diferencia promedio encontrada en cada experimento, su desviación estándar y las diferencias máximas encontradas.

Por último, en el capítulo 6 se discuten los resultados obtenidos y se presentan las conclusiones encontradas durante la realización de este trabajo. Se realizan recomendaciones para futuros trabajos que pretendan seguir la misma línea de investigación.

Capítulo 1

Antecedentes

“¿Qué es un espíritu cultivado? Es el que puede mirar las cosas desde muchos puntos de vista.”

Henry F. Amiel

EN tiempos recientes la eficiencia energética y las energías renovables han tomado una gran relevancia en el mundo debido a la creciente conciencia del impacto que tienen sobre el medio ambiente las tecnologías basadas en combustibles fósiles. Además, la concentración de las reservas de combustible y su limitado tamaño están conduciendo a conflictos políticos y económicos entre naciones que tenderán a agravarse en un futuro próximo en ausencia de una fuente de energía alterna económica y ambientalmente viable. Todo esto hace que la investigación científica y el desarrollo tecnológico en estas áreas sean factores críticos para el desarrollo estratégico de cualquier país.

La Agencia Internacional de Energía en su reporte 2009 [1] ha enfatizado la importancia de la eficiencia energética y la reconoce como el elemento que contribuye en mayor medida a la reducción de emisiones de CO_2 en un escenario estabilizado de 450ppm de CO_2 equivalentes para el 2030. De esta forma numerosos países y organizaciones internacionales están tomando un papel activo en la promoción de las energías renovables y en uso más eficiente de la energía con objeto de frenar el cambio climático.

Por otra parte, el aumento de la población mundial trae consigo un incremento en la demanda de energía primaria y secundaria, específicamente de la energía eléctrica. En México, hasta el año 2008 el sector eléctrico registró un consumo que ascendía a los 183,913 GW/h. De los cuales, el sector doméstico consumió 47,451 GW/h lo que representa el 25.8 % de la energía producida [2]. En México el mayor consumo de energía en las edificaciones es por concepto de acondicionamiento de aire, durante las épocas de mayor calor, principalmente en las zonas norte y costera del país [6]. La búsqueda de confort en temporadas de calor provoca que los usuarios residenciales puedan consumir hasta 10 veces más energía eléctrica que en el invierno [5]

Este consumo de energía proviene del empleo de aires acondicionados, deshumidificadores y otros equipos destinados a la climatización de espacios con el objeto de mejorar las condiciones de confort para las personas. Actualmente existen diversos equipos climatizadores (de ventana, split, portátiles, centrales, etc.) que son clasificados como de alto consumo eléctrico pudiendo ir desde los 400W hasta los 7900W

que pueden representar, considerando un uso promedio de 300h mensuales, desde 144KWh/h hasta 2370KWh/h por mes [3].

Una de las consecuencias que trae consigo el cambio climático son temperaturas cada vez más extremas en el verano y en el invierno. Esto ocasiona que las personas gasten más energía para mantener sus viviendas dentro de temperaturas confortables. Y puesto que gran parte de esta energía, por lo menos en países en vías de desarrollo, sigue proviniendo de combustibles fósiles, se tiene un círculo vicioso que tiende a agravar la situación.

Una de las propuestas para mitigar el problema es el empleo de equipos más eficientes que reduzcan la energía consumida en climatización. Sin embargo, un uso eficiente de la energía en edificaciones implica un diseño adecuado para las condiciones climáticas de cada región así como el empleo de técnicas de enfriamiento o calentamiento que aprovechen fuentes naturales de energía.

Las técnicas y sistemas que hacen uso de fuentes naturales de energía para alcanzar temperaturas confortables dentro de las viviendas se conocen como pasivas. Los elementos de intercambio y almacenamiento de energía de estos sistemas por lo general son partes integrales del edificio mismo (el techo, materiales estructurales, el suelo debajo del edificio, etc.) [4, 8].

En particular, este trabajo se enfoca en el uso de un sistema de enfriamiento semi-pasivo que emplea el cielo como sumidero de calor y un volumen de agua como elemento de almacenamiento. El agua se hace fluir a través de un radiador metálico

durante la noche y es enfriada mediante intercambio radiativo con la atmósfera.

Existen estudios que emplean equipos similares al usado en este trabajo. La configuración más ampliamente usada es un panel radiativo compuesto por una serie de tubos aletados recubiertos con una pintura de alta emitancia (< 0.95) y a través de los cuales se hace fluir agua. En otros equipos se han empleado tubos de polipropileno como material constructivo manteniendo los mismos niveles de emitancia. También existen estudios en donde se han empleado tubos metálicos expuestos al ambiente que se encuentran unidos a tubos enterrados en el techo a través de los cuales se hace fluir agua para enfriar el techo directamente [9–14]. Otros equipos aprovechan tanto el calentamiento durante el día como el enfriamiento durante la noche cambiando entre una y otra modalidad de forma automática mediante el uso de gradientes de densidad [12].

Como fluido de trabajo por lo general se emplea agua, pero no es el único que puede emplearse. Hay estudios donde se circula el aire de una habitación directamente a través de un radiador de modo que la carga de enfriamiento se almacene en la masa del edificio para las actividades del día siguiente. Este caso se aplica principalmente en edificios de oficinas o comerciales para la reducción de la carga de enfriamiento proporcionada por equipos de aire acondicionado convencionales [13, 29]. Otros estudios emplean refrigerantes como el R-134a como fluido de trabajo intermedio entre el radiador y un depósito con agua [14].

En cuanto al potencial de enfriamiento para radiadores con agua se han obtenido

de 65 a 91 W/m^2 en condiciones desérticas [10], de 9.5 a 97.8 W/m^2 en tubos sin aletas expuestos al ambiente y unidos a tubos enterrados directamente en el techo, y en sistemas de doble propósito (calentamiento y enfriamiento) se han alcanzado hasta 47 W/m^2 de enfriamiento en noches despejadas y de 33 W/m^2 en noches nubladas en este último caso los valores son menores puesto que el sistema no se especializa en enfriamiento [12]. En cuanto al enfriamiento alcanzado con aire se han registrado descensos en su temperatura de hasta 10.6°C con respecto a la temperatura ambiente con lo cual se ha bajado la temperatura de una habitación en 3°C respecto a habitaciones de referencia sin ningún sistema de climatización. En otros experimentos con aire se han obtenido potenciales de enfriamiento de entre 29.7 y 55.8 W/m^2 para días despejados y de entre 26.7 y 44.9 W/m^2 para días nublados [29].

Otros estudios han comparado el desempeño de un radiador descubierto y con cubiertas de policarbonato y polietileno en sistemas de doble propósito obteniendo capacidades de enfriamiento de 47, 50 y 36 W/m^2 respectivamente en noches despejadas y de 33, 50 y 36 W/m^2 respectivamente para noches nubladas [12].

El potencial de enfriamiento que se obtiene con los radiadores nocturnos se emplea en la climatización de edificios mediante el uso de techos fríos. Existen diversos estudios experimentales y teóricos sobre estos equipos empleando agua a una temperatura de entre 15 y 20°C observando el grado de confort obtenido [16–19].

En México se ha realizado estudios sobre enfriamiento radiativo para el desarrollo de sistemas de refrigeración por absorción o de secado de productos agropecuarios.

Se ha encontrado un alto potencial de aplicación en la Mesa del norte, Sierra de la Breña, Sierra de Zacatecas, Sierra de Guanajuato, Sierra Gorda, parte de la mesa central, parte del eje volcánico y parte de la Sierra Madre Occidental; prefiriéndose las regiones que se encuentran a más de 1500m de altitud [20,21].

Existe diversos trabajos que tratan tanto teórica como experimentalmente el fenómeno del enfriamiento radiativo principalmente para el cálculo de las propiedades ópticas del cielo, tal como su emisividad y temperatura. En estos trabajos se establecen las ecuaciones fundamentales que gobiernan el fenómeno y se aplican para el cálculo del potencial de enfriamiento de placas metálicas bajo ciertas condiciones ambientales [23,27,28,30]. Sin embargo las ecuaciones son resueltas de forma analítica y sin ser función del tiempo.

Los modelos matemáticos para un radiador nocturno que se encuentran en la literatura se construyen de forma muy similar a aquellos empleados en sistemas fototérmicos de calentamiento de agua [34]. Se basan en la resolución de la ecuación de transferencia de calor a lo largo de una aleta incluyendo términos de conducción, convección y radiación. Suele determinarse el cambio de temperatura entre la entrada y salida del radiador [9,10,13,29]. Así mismo existen otros modelos más precisos que se basan que resuelven las ecuaciones mediante diferencias finitas en el tiempo y de esta manera simulan el comportamiento del sistema radiativo. Sin embargo con objeto de simplificar los cálculos se introducen relaciones experimentales que se obtienen *a posteriori* de los experimentos que se pretenden simular [14].

En este trabajo se pretende construir un modelo matemático que simule el comportamiento de un sistema radiativo real para el enfriamiento de agua, que tenga como únicas entradas de información el volumen de agua a enfriar y las condiciones ambientales presentes o previstas de forma que el modelo sea capaz de estimar el potencial de enfriamiento del sistema bajo dichas condiciones.

A modo de preámbulo para el capítulo 3 donde se explica el fenómeno de enfriamiento radiativo, en el siguiente capítulo se presentan las principales ecuaciones que gobiernan el intercambio de calor por radiación.

Capítulo 2

Fundamentos de Radiación

“Es necesario que haya uno o varios principios y aun, en caso de existir uno sólo, que éste sea inmóvil e inmutable.”

Aristoteles

Radiación es la energía transmitida por el espacio en forma de ondas electromagnéticas. En particular, la radiación térmica puede definirse como aquellas ondas electromagnéticas que son emitidas por un medio en función únicamente de su temperatura. Esta definición limita el rango de longitudes de onda de importancia para la transferencia de calor entre $0.1\mu m$ (ultravioleta) y $100\mu m$ (infrarrojo medio) [7]

La radiación térmica puede ser estudiada desde el punto de vista de la mecánica cuántica (que la considera compuesta de partículas de energía sin masa) o del de la teoría electromagnética (que la considera compuesta por ondas electromagnéticas,

como se ha mencionado en el párrafo anterior). Sin embargo, ninguno de estos dos enfoques es capaz de describir completamente todos los fenómenos radiativos que se han observado en la naturaleza. Por esta razón, es costumbre emplear estos dos conceptos de forma intercambiable.

Una característica conocida de las ondas electromagnéticas es que se propagan a través de cualquier medio a alta velocidad. Esta velocidad depende del medio a través del cual se propaguen. Si la onda electromagnética que se mueve corresponde a la luz y lo hace a través del vacío su velocidad se denomina *velocidad de la luz* y es una constante física que se define como la máxima velocidad que puede alcanzar cualquier cuerpo físico en el espacio. Se representa por la letra c_0 y su magnitud es:

$$c_0 = 2.998 \times 10^8 \text{ m/s} \quad (2.1)$$

Por otro lado, si la onda electromagnética se mueve a través de un medio diferente al vacío, su velocidad se ve afectada debido a las propiedades ópticas del medio. Esta velocidad se define como:

$$c = \frac{c_0}{n} \quad (2.2)$$

donde n se denomina índice de refracción y determina la reducción de la velocidad de la luz a través del medio.

Existen muchos tipos de ondas electromagnéticas y es necesario poder identificarlas. Una forma de hacerlo es mediante algo que se conoce como longitud de onda

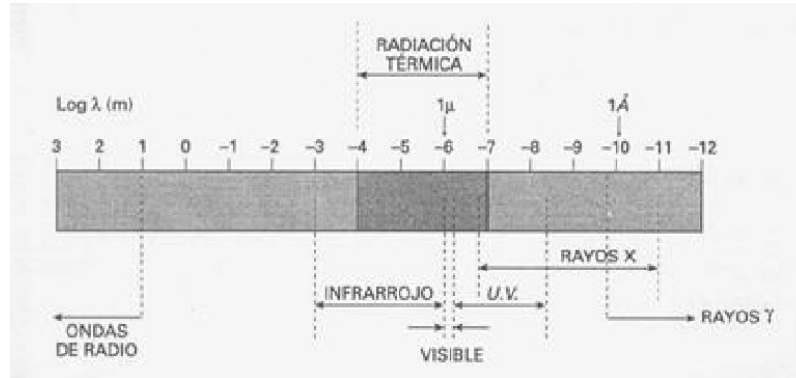


Figura 2.1: Mediante la longitud de onda es posible organizar a las ondas electromagnéticas en un espectro. En el eje horizontal se presenta la longitud de onda en escala logarítmica y se señalan los intervalos de clasificación [36].

y es la distancia que recorre una onda en el intervalo de tiempo transcurrido entre dos máximos. Se designa con la letra griega λ y se expresa en función de la velocidad de la luz en un medio y la frecuencia de oscilación de la onda. Esto es:

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \quad (2.3)$$

donde ν es la frecuencia de la onda electromagnética y se da en ciclos por segundo (Hz).

Mediante la longitud de onda, el conjunto de todas las radiaciones electromagnéticas pueden organizarse para constituir lo que se conoce como espectro electromagnético (Fig. 2.1). Como se ha mencionado, únicamente la región comprendida entre $0.1\mu\text{m}$ y $100\mu\text{m}$ es relevante para la radiación térmica.

Estrictamente hablando, cualquier partícula de un cuerpo es capaz de emitir radiación térmica en virtud de su temperatura sin importar su posición dentro de

este cuerpo. Es decir, es un fenómeno volumétrico. Sin embargo, por lo regular, la radiación térmica emitida por las partículas interiores es absorbida fuertemente por las partículas adyacentes a ella propagándose por conducción o convección. Por esta razón, en general, se considera a la radiación como un fenómeno puramente superficial.

A diferencia de los otros dos procesos de transferencia de calor (conducción y convección) que son una función lineal de la temperatura, la radiación va con la cuarta potencia de esta. Mientras que en propiedades relevantes a los dos primeros procesos se miden con bastante facilidad y por lo regular se comportan bien, las propiedades radiativas son usualmente más difíciles de medir y a menudo muestran un comportamiento errático. Además, estas propiedades pueden variar fuertemente con la longitud de onda e incluso con la dirección de propagación en que se midan. [7].

Dejando a un lado estas complicaciones inherentes a la naturaleza de la radiación, se hace énfasis en su cualidad superficial y se definen propiedades relevantes a esta: emisividad, absorptividad, reflectividad y transmisividad. Con objeto de comprenderlas adecuadamente es necesario introducir previamente el concepto de flujo radiativo y de cuerpo negro. Posteriormente se tratan las leyes básicas de la radiación térmica.

2.1. Flujos Radiativos

En esta sección se definen los principales flujos radiativos relacionados con una superficie. Estos conceptos son aplicables para todas las ondas electromagnéticas y en particular para la radiación térmica. Como se ha mencionado antes, la radiación térmica esta formada por las ondas electromagnéticas que emite un cuerpo en función de su temperatura.

En general, una superficie no presenta una dirección ni una longitud de onda preferencial para emitir este flujo energía, por lo que su estudio implica tener presente su naturaleza direccional y espectral. La manera natural de considerar la direccionalidad de la radiación es introducir el concepto de ángulo sólido. Se define como la proyección de un área diferencial arbitraria dA' sobre una semiesfera unitaria, y que es vista desde un punto perteneciente a una superficie infinitesimal dA colocada en el centro de la semiesfera [7]. Esta dado por:

$$d\Omega = \text{sen}\theta d\theta d\phi \quad (2.4)$$

donde θ es el ángulo polar medido desde la normal a la superficie dA hasta el vector de dirección que une a dA con dA' . Su intervalo de valores es $0 \leq \theta \leq \pi/2$. ϕ es el ángulo azimutal medido entre un eje arbitrario sobre la superficie dA y la proyección del vector que une a dA con dA' sobre la primera. Su intervalo de valores es $0 \leq \phi \leq 2\pi$.

Antes de discutir los flujos radiativos es necesario introducir el concepto de intensidad radiativa. Se define como la tasa a la cual la energía radiativa de longitud de onda λ atraviesa una superficie en una dirección determinada por θ y ϕ por unidad de área, por unidad de ángulo sólido y por unidad de longitud de onda alrededor de λ (Eq. 2.5). Se representa de la forma $I(\lambda, \theta, \phi)$ y se le llama intensidad radiativa espectral direccional. Para diferenciar si la radiación incide o es emitida por la superficie se emplean los subíndices *in* y *em* respectivamente.

$$I(\lambda, \theta, \phi) \equiv \frac{dq}{dA \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi d\lambda} \quad (2.5)$$

donde dq es el flujo radiativo que abandona la superficie con área dA .

Normalmente lo que se busca es determinar la cantidad de radiación que abandona una superficie por unidad de área. Esto se consigue despejando (2.5):

$$dq'' = \frac{dq}{dA} = I(\lambda, \theta, \phi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi d\lambda \quad (2.6)$$

donde dq'' es el flujo de radiación que atraviesa el área diferencial dA .

Esta relación permite calcular, por ejemplo, la tasa a la cual la radiación de cierta longitud de onda emitida por una superficie se propaga en una región del espacio definida por un cierto ángulo sólido.

El análisis del flujo de radiación que abandona o incide sobre una superficie puede volverse un asunto muy complejo cuando se toma en cuenta tanto el espectro como las direcciones preferenciales en las cuales puede ocurrir. Por esta razón se emplean dos simplificaciones que resultan muy útiles. La primera consiste sumar todas las

longitudes de onda presentes en un flujo radiativo, esto se realiza integrando λ en todo el espectro electromagnético desde 0 hasta ∞ . Cuando se realiza esta integración se obtiene un flujo radiativo *total*. La segunda simplificación consiste en sumar las componentes de dq'' en todas las direcciones posibles. Esto se consigue integrado θ y ϕ entre 0 y $\pi/2$ y entre 0 y 2π respectivamente. Cuando se realiza esta integración se obtiene un flujo radiativo *direccional o hemisférico*. Cuando se realizan ambas integraciones se habla de un flujo radiativo *hemisférico total* y está dado por:

$$q'' = \int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I(\lambda, \theta, \phi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi d\lambda \quad (2.7)$$

A continuación se definen los flujos radiativos relacionados con una superficie: la potencia emisiva (E), la irradiancia (G) y la radiosidad (J). En general cada uno de estos flujos son función de λ , θ y ϕ , sin embargo, por simplicidad se considera el caso más sencillo en donde los tres flujos son totales y hemisféricos, esto es, son independientes de la longitud de onda y de la dirección.

La potencia emisiva hemisférica total se define como el flujo radiativo que *emite* una superficie en todas las direcciones y en todas las longitudes de onda. Esta dado por (2.7), incluyendo el subíndice *em* para denotar que se trata de un flujo radiativo emitido:

$$E = \int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{em}(\lambda, \theta, \phi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi d\lambda \quad (2.8)$$

La irradiancia hemisférica total se define como el flujo radiativo que *incide* sobre

una superficie desde todas las direcciones posibles y en todas las longitudes de onda. Se emplea el subíndice *in* en la ecuación (2.7) para denotar que se trata de un flujo incidente.

$$G = \int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} I_{in}(\lambda, \theta, \phi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi d\lambda \quad (2.9)$$

La radiosidad hemisférica total se define como el flujo radiativo que *abandona* una superficie en todas las direcciones posibles y en todas las longitudes de onda. Este flujo se compone tanto del flujo radiativo emitido como por aquel reflejado proveniente de otras fuentes. Se emplea el subíndice *ab* para denotar esta naturaleza.

$$J = \int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} I_{ab}(\lambda, \theta, \phi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi d\lambda \quad (2.10)$$

2.2. Cuerpo Negro

En la sección anterior se han definido los tres flujos radiativos relacionados con una superficie. Estos flujos proporcionan la magnitud de la energía que emite, incide o refleja una superficie. Estos flujos dependen de la temperatura del cuerpo y por lo tanto son variables. Por otra parte, existen ciertas propiedades relacionadas con estos flujos que son inherentes a la superficie y son independientes de la temperatura. Con objeto de definir estas propiedades más adelante es necesario introducir el concepto

de cuerpo negro. El cuerpo negro es un cuerpo ideal empleado en la radiación para establecer una referencia contra la cual comparar otros cuerpos reales. Tiene las siguientes características:

- Es capaz de absorber cualquier radiación incidente sin importar su longitud de onda.
- Para una temperatura dada, ningún cuerpo es capaz de emitir más energía que un cuerpo negro.
- La radiación emitida por un cuerpo negro es función de la longitud de onda y la temperatura pero independiente de la dirección.

La intensidad radiativa de un cuerpo negro fue calculada teóricamente por Max Planck en 1901 y es conocida como la ley de distribución de Planck (Eq. 2.11)

$$I_B(\lambda, T) = \frac{2hc_0^2}{\lambda^5 [\exp(2\pi\hbar c_0/\lambda k_B T) - 1]} \quad (2.11)$$

en donde $\hbar = 1.054x10^{-34} Js$ y $k_B = 1.3805x10^{-23} J/K$ son la constante reducida de Planck y Boltzmann respectivamente. $c_0 = 2.998x10^8 m/s$ es la velocidad de la luz en el vacío y T es la temperatura absoluta en Kelvin. El subíndice B hace referencia a que se habla de un cuerpo negro (*blackbody*).

Para obtener la potencia hemisférica total de un cuerpo negro se sustituye (2.11) en (2.8). Esto es:

$$E_B(T) = \int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{C_1}{\lambda^5 [\exp(C_2/\lambda T) - 1]} \text{sen}(\theta) \cos(\theta) d\theta d\phi d\lambda = \sigma T^4 \quad (2.12)$$

donde C_1 y C_2 son la primera y segunda constantes radiativas definidas como:

$$C_1 = 2\pi hc_0^2 = 3.742 \times 10^8 \text{ W } \mu\text{m}^4 / \text{m}^2$$

$$C_2 = hc_0/k = 1.439 \times 10^4 \mu\text{mK}$$

σ se conoce como la constante de Stefan-Boltzmann y tiene un valor de:

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$$

La ecuación (2.12) se conoce como ley de Stefan-Boltzmann y permite el cálculo de la cantidad de radiación emitida por un cuerpo negro en todas direcciones en todas las longitudes de onda en función de su temperatura.

2.3. Propiedades Radiativas en Superficies

En las secciones anteriores se han discutido los flujos radiativos relacionados con una superficie. Se ha hablado sobre la dependencia direccional y espectral de la radiación. En esta sección se presentan propiedades radiativas que son constantes e inherentes a una superficie. Esto quiere decir que no varían con la temperatura y pueden servir para identificar un material de otro.

Estas propiedades son: emisividad (ϵ), absorptividad (α), reflectividad (ρ) y transmisividad (τ). Se definen en función de los flujos radiativos y como ellos comparten su naturaleza direccional y espectral. Pero así mismo es posible simplificarlas y obtener propiedades hemisféricas totales.

2.3.1. Emisividad

La emisividad hemisférica total de una superficie se define como la razón entre el flujo radiativo emitido por una superficie en todas las direcciones y longitudes de onda al flujo radiativo que emitiría un cuerpo negro a la misma temperatura, en todas las longitudes de onda. Esto es:

$$\epsilon(T) \equiv \frac{E(T)}{E_B(T)} = \frac{\int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} I_e(\lambda, \theta, \phi, T) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi d\lambda}{\sigma T^4} \quad (2.13)$$

Esta última ecuación proporciona una forma de conocer la emisividad total de una superficie si se conoce su potencia emisiva. Muchos estudios se han realizado para diversos materiales con objeto de conocer este parámetro. Por otra parte, a pesar de tener un valor hemisférico total no debe olvidarse que las características emisivas de cada superficie varían en función de la dirección, longitud de onda, temperatura, composición y acabado que tenga. Sin embargo pueden hacerse algunas generalizaciones:

1. La emisividad de las superficies metálicas es generalmente pequeña. Pueden alcanzar valores tan bajos como 0.2 para superficies pulidas de oro y plata
 2. La presencia de capas de óxido puede incrementar significativamente la emisividad de las superficies metálicas
 3. La emisividad de los conductores se incrementa al aumentar la temperatura.
-

Por otra parte, la emisividad de los no conductores puede incrementarse o decrementarse dependiendo de su composición.

En resumen, la emisividad de la superficie depende de su naturaleza y es importante averiguar sus características radiativas para realizar cálculos precisos de alguna aplicación.

2.3.2. Absortividad

La absortividad es aquella propiedad de una superficie que determina la cantidad de flujo radiativo que es absorbido del total que recibe. De esta manera se define en función del cociente de la irradiancia absorbida (G_{abs}) a la irradiancia total que se recibe (G). Esto es:

$$\alpha \equiv \frac{\int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} G_{abs}(\lambda, \theta, \phi) \text{sen}(\theta) \cos(\theta) d\theta d\phi d\lambda}{\int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} G(\lambda, \theta, \phi) \text{sen}(\theta) \cos(\theta) d\theta d\phi d\lambda} \quad (2.14)$$

Es importante tener en cuenta que debido a que la absortividad depende de la distribución espectral de la irradiación G , una misma superficie puede tener valores diferentes de absortividad cuando es expuesta a diferentes longitudes de onda (i.e. cuerpos a diferentes temperaturas).

2.3.3. Reflectividad

La reflectividad es aquella propiedad de una superficie que determina el flujo radiativo que es reflejado por una superficie en relación con el flujo radiativo que

recibe. De esta manera se define en función del cociente de una irradiancia reflejada (G_{ref}) a la irradiancia total que recibe (G). Esto es:

$$\rho \equiv \frac{\int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} G_{ref}(\lambda, \theta, \phi) \text{sen}(\theta) \cos(\theta) d\theta d\phi d\lambda}{\int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} G(\lambda, \theta, \phi) \text{sen}(\theta) \cos(\theta) d\theta d\phi d\lambda} \quad (2.15)$$

Existen dos casos especiales relacionados con la reflectividad: las superficies especulares y las superficies difusas. Las primeras se caracterizan por reflejar la radiación en un ángulo cenital igual al de incidencia. Son superficies como los metales pulidos o espejos. Las segundas tienen la propiedad de reflejar la radiación que reciben en todas las direcciones sin ninguna preferencia. Las superficies rugosas tienen este comportamiento y son una buena aproximación en las aplicaciones ingenieriles para superficies reales.

2.3.4. Transmisividad

Cuando un flujo radiativo es capaz de atravesar un cuerpo se dice que este tiene cierta transmisividad. De esta manera la transmisividad no es una propiedad completamente superficial. Se define como el cociente de una irradiancia transmitida G_{trans} entre la irradiancia total sobre una superficie G .

$$\tau \equiv \frac{\int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} G_{trans}(\lambda, \theta, \phi) \text{sen}(\theta) \cos(\theta) d\theta d\phi d\lambda}{\int_0^\infty \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} G(\lambda, \theta, \phi) \text{sen}(\theta) \cos(\theta) d\theta d\phi d\lambda} \quad (2.16)$$

2.4. Conservación de la Energía

Del principio de conservación de la energía y de lo presentado en las tres secciones anteriores se puede inferir lo siguiente:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (2.17)$$

Lo cual quiere decir que la radiación espectral incidente, al interactuar con una superficie semitransparente, se conserva cuando y se distribuye en reflexiones, absorciones y transmisiones. Para un medio opaco, en el cual no existe la transmisión se tiene:

$$\alpha + \rho = 1 \quad (2.18)$$

De esta forma para un medio opaco, el conocimiento de una de estas propiedades permite el cálculo la otra de manera directa.

2.5. Ley de Kirchhoff

La ley de Kirchhoff describe un caso especial en el cual la emisividad de una superficie iguala su absorptividad para cualquier dirección o longitud de onda. Esto es:

$$\epsilon = \alpha \quad (2.19)$$

Para que esta ley se satisfaga es necesario que cumplan ciertas condiciones que limitan su aplicación en casos más generales:

1. La radiación que recibe la superficie es idéntica a la de un cuerpo negro a la temperatura de la fuente.
2. Debe existir un equilibrio térmico entre los cuerpos involucrados

Debido a estas restricciones, en particular la primera, no es sencillo aplicar esta ley a casos reales. Sin embargo pueden hacerse dos consideraciones en cuanto a las propiedades radiativas de la superficie para aumentar su aplicabilidad. La primera de estas consideraciones se refiere a la direccionalidad. Para que se satisfaga la ecuación (2.19) debe cumplirse alguna de las siguientes condiciones:

1. La irradiación es difusa, es decir, G debe ser independiente de θ y ϕ . Esta condición es una buena aproximación para muchos cálculos ingenieriles.
2. La superficie es difusa (ϵ y α son independientes de θ y ϕ). Esta es una buena aproximación para muchas superficies reales.

La segunda consideración se refiere a la dependencia espectral. Para que (2.19) se satisfaga ϵ y α deben ser independientes de λ , esto se cumple si alguna de las siguientes condiciones se satisface:

1. La irradiancia corresponde a la potencia emisiva de un cuerpo negro a la temperatura T de la superficie ($G = E_B(T)$). Sin embargo ésta es precisamente una de las suposiciones necesarias para derivar la ley de Kirchhoff.
-

2. Se trata de una superficie es gris. El término gris se emplea para referirse a que los flujos radiativos relacionados con la superficie son independientes de la longitud de onda.

Es importante tener en cuenta que para considerar que una superficie es gris no es necesario que su absorptividad y emisividad sean independientes de λ en todo el espectro, basta con que se cumpla en la región de interés. Sin embargo es importante tener cuidado al suponer este comportamiento cuando los flujos de irradiación y emisión se encuentren en regiones separadas del espectro.

2.6. Factor de forma

El factor de forma F_{ij} se define como la fracción de radiación que abandona una superficie i y es interceptada por otra superficie j . Se expresa como:

$$\Phi_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\theta_i \cos\theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (2.20)$$

donde R es la magnitud del vector que une a las dos superficies y θ_i y θ_j son los ángulos que forman los vectores normales a las superficies con el vector \vec{R} .

Una propiedad importante del factor de forma surge al considerar superficies que forman parte de un recinto cerrado. Se define la regla sumatoria como:

$$\sum_j \Phi_{ij} = 1 \quad (2.21)$$

Esta relación puede ser aplicada todas las superficies que forman el recinto y quiere decir que toda la radiación generada por la superficie i debe ser interceptada por el resto de las superficies j dentro de un recinto cerrado. El término Φ_{ii} se refiere a la radiación que abandona la superficie i y es interceptada por el sí misma. En el caso de una superficie cóncava este término es diferente de cero.

El factor de forma permite establecer el intercambio radiativo que existe entre cualquier par de superficies. En particular se considera el caso de un recinto formado por superficies negras. Debe tenerse en cuenta que una de las propiedades del cuerpo negro es absorber toda la radiación que recibe, lo cual quiere decir que no existe radiación reflejada. Una superficie dentro de este recinto tendrá un factor de forma Φ_{ij} con las demás y su intercambio radiativo estará dado por:

$$q_{ij} = \sum_j A_i \Phi_{ij} \sigma (T_i^4 - T_j^4) \quad (2.22)$$

Sin embargo, el intercambio radiativo entre cuerpos negros puede ser muy restrictivo y debe ser generalizado para facilitar su aplicación. Se desea introducir el intercambio radiativo entre superficies opacas difusas grises para esto es necesario definir antes el intercambio radiativo neto en una sola superficie con estas características.

$$q_i = \frac{E_{B,i} - J_i}{(1 - \epsilon_i)/\epsilon_i A_i} \quad (2.23)$$

donde q_i es el flujo radiativo neto, $E_{B,i}$ es la emisión de un cuerpo negro a la temperatura de la superficie, ϵ_i su emisividad y J_i su radiosidad que incluye tanto el flujo

radiativo que emite como aquel que refleja. El término $E_{B,i} - J_i$ puede considerarse como un potencial que define si el flujo radiativo es desde la superficie, en el caso de que la emisión de cuerpo negro sea mayor que la radiosidad, o hacia ella en el caso contrario. El término $(1 - \epsilon)/\epsilon A_i$ puede entenderse como una resistencia radiativa superficial al flujo radiativo q_i .

La ecuación anterior describe el flujo radiativo desde una superficie sin tomar en cuenta el resto de las superficies con las que interactúa. Para incluir esta interacción debe considerarse lo siguiente: el flujo neto de radiación sobre una superficie debe ser igual al total de los flujos radiativos provenientes de las otras superficies, esto es:

$$\frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \epsilon)/\epsilon A_i} = \sum_j \frac{(J_i - J_j)}{(A_i \Phi_{ij})^{-1}} \quad (2.24)$$

donde el término $(A_i \Phi_{ij})^{-1}$ puede verse como una resistencia geométrica al flujo de energía entre la superficie i y la j , mientras que el término $(J_i - J_j)$ es el potencial que lo provoca.

Por último, ya que se han introducido los conceptos de resistencia radiativa y resistencia geométrica se considera el caso de un recinto formado únicamente por dos superficies. En este caso el flujo radiativo neto que abandona la superficie 1 debe igualar el flujo radiativo neto que incide sobre la superficie 2 y ambas cantidades deben igualar la tasa neta de intercambio radiativo entre ellas, es decir:

$$q_1 = -q_2 = q_{12} \quad (2.25)$$

Para determinar la magnitud de q_{12} puede emplearse la analogía con un sistema eléctrico donde el potencial es la potencia emisiva de cada superficie considerada como cuerpo negro (2.12). El flujo radiativo debe vencer la resistencia de cada superficie (2.23) así como la resistencia geométrica (2.24). Esto es:

$$q_{12} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} \quad (2.26)$$

Para finalizar considérense dos casos especiales de la ecuación (2.26) que se emplean con regularidad en equipos fototérmicos. El primero participan dos superficies paralelas infinitas y se tiene $A_1 = A_2 = A$ y $F_{12} = 1$, substituyendo en (2.26):

$$q_{12} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2} - 1} \quad (2.27)$$

El segundo caso un pequeño objeto convexo se encuentra dentro de una cavidad muy grande. Se tiene $A_1/A_2 \approx 0$ y $F_{12} = 1$:

$$q_{12} = \sigma A_1 \epsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.28)$$

Los conceptos presentados brevemente hasta ahora serán de utilidad en los próximos capítulos cuando se hable del intercambio radiativo entre una superficie y la atmósfera; así como cuando se presenten las ecuaciones que describen el comportamiento de un radiador nocturno.

Capítulo 3

Radiación Nocturna

“A menudo pienso que la noche está más viva y es más rica en colores que el día.”

Vincent van Gogh

DEsde siglos atrás se conoce el fenómeno de enfriamiento radiativo nocturno. Muchas culturas han reconocido al cielo nocturno como un cuerpo frío siendo aprovechado para la producción natural de hielo o temido por los daños que ocasiona la formación de escarcha sobre los cultivos. En tiempos recientes y debido a la creciente preocupación sobre la crisis energética y el cambio climático se ha visto la posibilidad de emplear este fenómeno para reducir los costos de climatización en edificios. Esto ha provocado el estudio de las propiedades radiativas de la atmósfera como son su espectro de emisión y potencial de enfriamiento.

Para comenzar es necesario explicar que es lo que origina este fenómeno. El intercambio radiativo entre la superficie de la tierra y su atmósfera se debe un gradiente

de temperatura. La atmósfera se encuentra a una temperatura que se mantiene con pocas variaciones y que es función de diversas variables como se discutirá más adelante. Por otra parte, el suelo es calentado durante el día por el sol mientras que durante la noche se enfría al disipar el calor hacia el espacio exterior y la atmósfera. Estrictamente hablando, este intercambio también ocurre durante el día pero es dominado por la radiación solar obteniéndose un calentamiento neto.

Para estudiar las características ópticas de la atmósfera es útil imaginarla como una serie de capas superpuestas, cada una con composición, temperatura, emisividad, transmisividad y absorptividad particulares. Los flujos radiativos que se observan a nivel del suelo son una sumatoria de todas estas propiedades en conjunto. Una forma de simplificar este modelo es tratar a la atmósfera como una superficie negra que envuelve a los cuerpos sobre el suelo. De esta manera le asignan ciertas propiedades en donde la emisividad es la más importante. Muchos estudios se han realizado para calcular una emisividad equivalente basada en datos en función de parámetros climáticos medibles desde el suelo [22–26].

A continuación se discuten el cálculo de estas propiedades y los factores que afectan su valor.

3.1. Espectro de emisión y absorción del cielo

En cuanto al intercambio radiativo entre la atmósfera y los cuerpos que se encuentran sobre la tierra, son dos los factores principales que deben tomarse en cuenta: la absorción y la potencia emisiva atmosféricas o de cielo.

El cielo, como cualquier cuerpo a una temperatura superior al cero absoluto irradia energía térmica. El espectro de emisión depende de los gases que la componen y de su cantidad relativa. Oxígeno y nitrógeno, que constituyen el 99% de la atmósfera, son transparentes en el infrarrojo más allá de los $3\mu m$. Compuestos como el vapor de agua, dióxido de carbono, ozono y otras moléculas asimétricas son los principales constituyentes que afectan la radiación atmosférica en longitudes de onda larga. Entre estos, el vapor de agua es el más importante puesto que sus bandas de absorción ocupan la mayor proporción del espectro infrarrojo atmosférico. (fig. 3.1).

La radiación infrarroja proveniente de la superficie terrestre que es absorbida por la atmósfera es irradiada de vuelta. Este comportamiento es parecido al de un cuerpo negro con una emisividad cercana a la unidad (en las regiones absorbentes) y una potencia emisiva que depende de una temperatura equivalente que se discutirá más adelante. Como se mencionó antes la atmósfera puede considerarse compuesta por capas de gas superpuestas. La temperatura de estas capas decrece con la altura de forma exponencial encontrándose entre los 280K y los 300K para las capas más

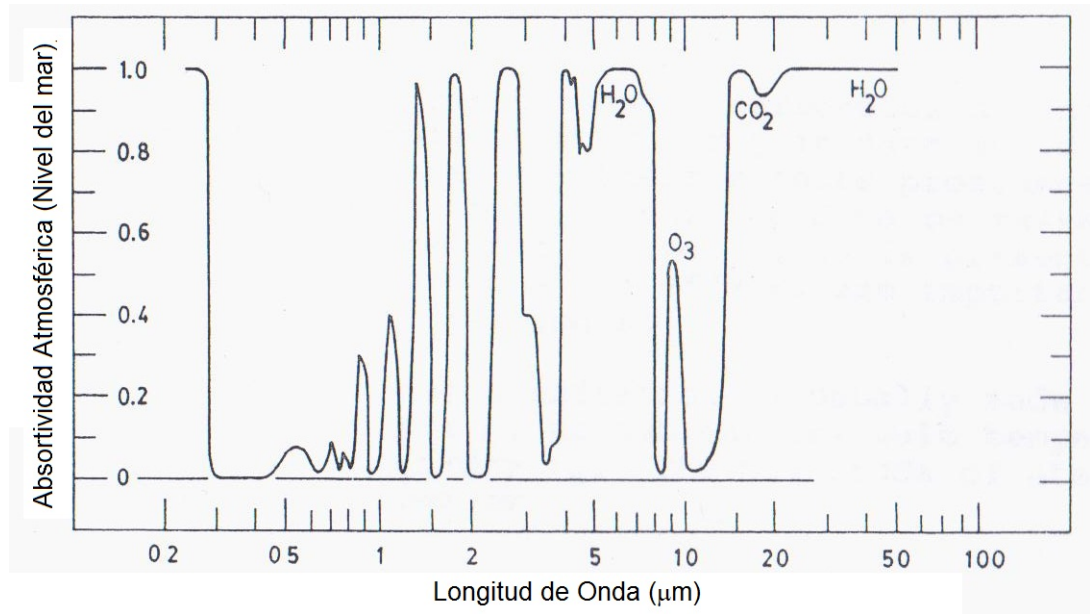


Figura 3.1: Espectro de absorción de los principales constituyentes atmosféricos [32]

bajas. Por otra parte, las capas superiores al encontrarse a una temperatura menor contienen una menor concentración de vapor de agua que decrece también de forma exponencial. Por esta razón son las capas inferiores las que tienen mayor relevancia en la radiación atmosférica. Según la ley de Wien un cuerpo negro a 300K tiene su pico de emisión alrededor de los $10\mu m$. La temperatura promedio de la tierra es de 288K, estando su pico de emisión cercano al pico atmosférico. El enfriamiento radiativo en principio debería ser difícil. Sin embargo la atmósfera presenta la característica de disminuir su potencia emisiva en el intervalo entre $8\mu m$ y $14\mu m$ (fig. 3.2). Esta región se conoce como ventana atmosférica y es la que permite que se produzca el fenómeno de enfriamiento radiativo. Puede observarse además que la potencia emisiva

atmosférica también presenta una dependencia angular teniéndose un mínimo en el cenit y aumentando hacia el horizonte.

De esto puede concluirse que las concentraciones de estos gases en la atmósfera, sobre todo del vapor de agua, así como la orientación del radiador son críticos en cualquier aplicación que involucre el intercambio radiativo con el cielo.

3.2. Temperatura de cielo y emisividad del cielo

La radiación atmosférica puede expresarse en dos formas que son esencialmente equivalentes pero que difieren en su facilidad de interpretación. La primera se expresa en términos de una temperatura de cielo equivalente. Esta se define como la temperatura de un cuerpo negro cuya potencia emisiva es la misma que se percibe que tiene el cielo visto desde el suelo [25], esto es:

$$G_c = \sigma T_c^4 \tag{3.1}$$

La ecuación (3.1) es el valor de la irradiancia hemisférica total del cielo. Sin embargo, existe un argumento en contra de emplear este término. El concepto de temperatura se refiere a un cuerpo en equilibrio térmico mientras que la atmósfera se compone de una serie de capas de gas con características particulares no necesariamente en equilibrio por tal razón en principio no sería posible asignar una temperatura al cielo como un todo. Teniendo en cuenta esta objeción y debido a consideraciones prácticas es habitual emplear el segundo enfoque. Expresar la irradiancia

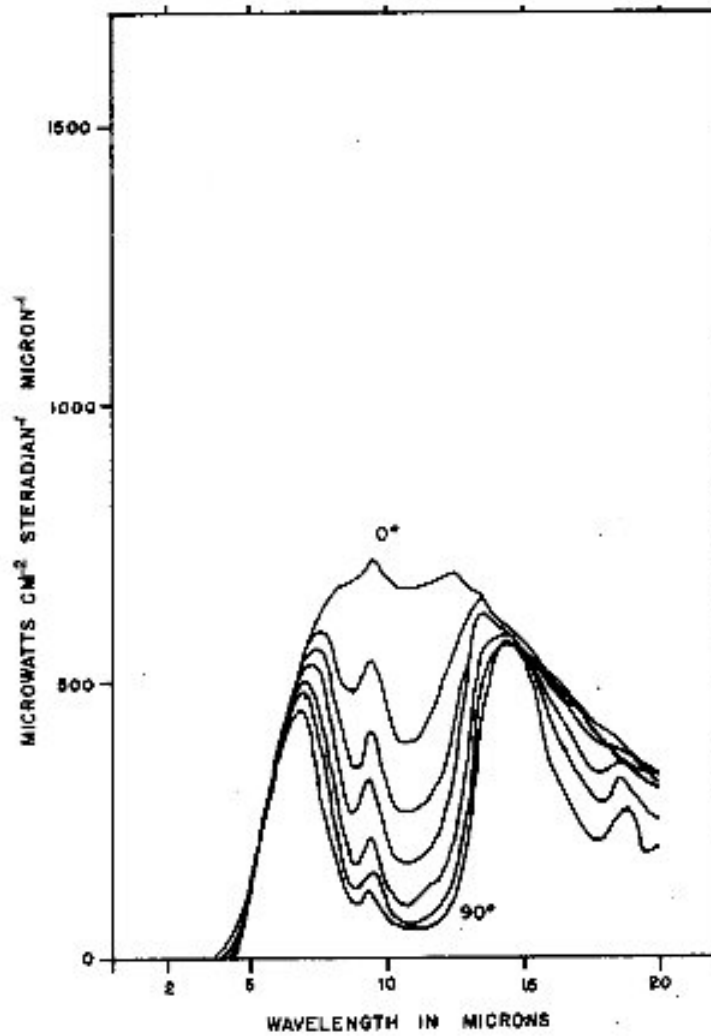


Figura 3.2: Espectro de emisión de la atmósfera en la región denominada ventana atmosférica ($8\mu\text{m} - 14\mu\text{m}$). Se muestran los valores para diferentes elevaciones angulares respecto al horizonte [22].

de la atmósfera como una función de una emisividad de cielo, esto es:

$$G_c = \epsilon_c \sigma T_a^4 \quad (3.2)$$

Donde T_a es la temperatura ambiente. Podría hacerse una objeción contra ϵ_c similar a la realizada contra T_c . Sin embargo, estos modelos han demostrado ser una herramienta útil en el estudio de la radiación atmosférica. La razón de preferir el segundo sobre primero es simplemente la facilidad para medir parámetros a nivel de suelo. Sin embargo es posible relacionar (3.1) y (3.2) de la siguiente forma:

$$T_c = \epsilon_c^{0.25} T_a \quad (3.3)$$

Determinar la emisividad de cielo no es algo trivial puesto que es en realidad un efecto combinado de todos los elementos presentes en la atmósfera. Existen tres categorías en que pueden clasificarse los métodos para el cálculo de la emisividad de cielo [32].

- Modelos basados en la expresión de la emisividad de una columna de un gas radiante considerando radiaciones monocromáticas. La emisividad es función de la concentración de gas (vapor de agua, dióxido de carbono) que se tenga. La concentración es función de la altitud debido a la variación de la presión atmosférica. De esta forma se obtiene una expresión para la emisividad de cada capa de gas que se supone componen la atmósfera y que en conjunto constituyen la emisividad total del cielo.
-

- Modelos formados a partir de compilaciones de otros modelos que solucionan la transmitancia espectral de gases absorbentes en rangos espectrales específicos. La extinción de la radiación es proporcional a la densidad del medio, a la radiancia espectral y a la distancia cubierta.
- Relaciones simplificadas basadas en parámetros medidos a nivel del suelo. Múltiples mediciones realizadas en diversos lugares han permitido el desarrollo de modelos más simples relacionados con parámetros climáticos como el punto de rocío, la presión de vapor de agua o la profundidad de agua condensada. También se han proporcionado relaciones para la emitancia direccional y espectral [25, 26].

En este trabajo, por simplicidad, se emplea una relación del último tipo mencionado dada por [23]:

$$\epsilon_c = 0.741 + 0.0062T_{roc} \quad (3.4)$$

La ecuación (3.4) es útil para una superficie de tipo gris y tiene la ventaja de depender únicamente de la temperatura de punto de rocío. Por otra parte, si se trabaja con una superficie con características espectrales especiales como es el caso de una superficie selectiva debe emplearse una relación de emisividad espectral. Una relación simple de este tipo está dada por [33]:

$$\epsilon_c(\lambda) = 1 - \exp(-k_\lambda w) \quad (3.5)$$

Donde k_λ es un coeficiente definido en rangos espectrales y w es la cantidad total equivalente de absorbente (vapor de agua). Esta relación es válida para el rango espectral $8\mu m < \lambda < 14\mu m$. En el resto del espectro se considera que la emisividad es igual a 1. La tabla 3.1 muestra los valores respectivos de k_λ para cada subrango espectral dentro de la ventana atmosférica. El coeficiente w tiene dos definiciones que dependen del momento del día:

$$w_{noche} = 0.9996 + 0.060T_{roc} \quad (3.6)$$

$$w_{dia} = 0.8974 + 0.044T_{roc} \quad (3.7)$$

| λ | k_λ | λ | k_λ |
|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 8.0 - 8.5 | 1.000 | 11.0 - 11.5 | 0.222 |
| 8.5 - 9.0 | 0.404 | 11.5 - 12.0 | 0.298 |
| 9.0 - 9.5 | 0.251 | 12.0 - 12.5 | 0.406 |
| 9.5 - 10.0 | 0.245 | 12.5 - 13.0 | 0.691 |
| 10.0 - 10.5 | 0.178 | 13.0 - 13.5 | 0.873 |
| 10.5 - 11.0 | 0.164 | 13.5 - 14.0 | 1.231 |

Tabla 3.1: Valores del coeficiente k_λ en el rango espectral $8\mu m$ - $14\mu m$ para (3.5) [32]

3.3. Intercambio radiativo con el cielo

En este trabajo se emplea una superficie metálica como radiador para intercambiar calor con el cielo. A continuación se presenta un análisis simple de este proceso de intercambio térmico [28]. Por simplicidad se ignoran las contribuciones no radiativas como la convección ocasionada por el viento y la conducción debida al contacto del cuerpo del radiador.

3.3.1. Radiador descubierto

En primer lugar se trata el caso más sencillo de un radiador descubierto expuesto al cielo. Sea q''_{desc} el flujo neto de energía entre el radiador y el cielo. Considerando el caso más general en donde todas las variables tienen dependencia espectral y direccional se tiene:

$$q''_{desc} = \int_0^\infty \int_0^{\pi/2} \int_0^{2\pi} [\epsilon_r(\lambda, \theta, \phi) I_{B,em}(\lambda, T_r) - \alpha_r(\lambda, \theta, \phi) I_{B,em}(\lambda, \theta, \phi)] \sin\theta \cos\phi d\lambda d\theta d\phi \quad (3.8)$$

Donde los subíndices r, c se refieren a propiedades del radiador y del cielo respectivamente. La ecuación anterior expresa un balance entre la energía emitida por el radiador y la cantidad de energía emitida por el cielo que es absorbida por el radiador.

Aplicando la ley de Kirchhoff, puede sustituirse $\epsilon_r(\lambda, \theta, \phi) = \alpha_r(\lambda, \theta, \phi)$. Además, como se ha mencionado antes la emisividad de un cuerpo puede definirse como la relación entre la energía que emite a la que emitiría un cuerpo negro a la misma temperatura (2.13). Pero como ya se ha mencionado la emisividad del cielo está relacionada con mediciones a nivel del suelo por lo que se emplea la temperatura ambiente. Esto es:

$$\epsilon_c(\lambda, \theta, \phi) = \frac{I_{c,em}(\lambda, \theta, \phi)}{I_{B,em}(\lambda, T_a)} \quad (3.9)$$

Con estas consideraciones (3.8) se convierte en:

$$\begin{aligned} q''_{desc} = & \int_0^\infty \int_0^{\pi/2} \int_0^{2\pi} \epsilon_r(\lambda, \theta, \phi) [I_{B,em}(\lambda, T_r) \\ & - \epsilon_c(\lambda, \theta, \phi) I_{B,em}(\lambda, T_a)] \sin\theta \cos\phi d\lambda d\theta d\phi \end{aligned} \quad (3.10)$$

Para la mayoría de las aplicaciones ingenieriles puede suponerse que las propiedades ópticas de la superficie y del cielo son independientes de la dirección. Entonces (3.10) puede reducirse a:

$$q''_{desc} = \pi \int_0^\infty \epsilon_r(\lambda) [I_{B,em}(\lambda, T_r) - \epsilon_c(\lambda) I_{B,em}(\lambda, T_a)] d\lambda \quad (3.11)$$

El caso más sencillo se presenta cuando puede suponerse que tanto las propiedades ópticas como los flujos radiativos del cielo y la superficie son independientes de la longitud de onda. Aplicando la ley de Stefan-Boltzmann se obtiene:

$$q''_{desc} = \epsilon_r \sigma (T_r^4 - \epsilon_c T_a^4) \quad (3.12)$$

La última ecuación es una relación muy simplificada que sin embargo es útil como una primera aproximación al problema. Sin embargo, cuando interviene una superficie con propiedades espectrales selectivas se debe emplear la ecuación (3.11) y para esto es necesario conocer el comportamiento emisivo de la superficie.

Para comprender mejor el fenómeno físico que describe esta ecuación pueden reordenarse los términos de (3.11) como:

$$q''_{desc} = \pi \int_0^{\infty} \{ \epsilon_r(\lambda)[1 - \epsilon_c(\lambda)]I_{e,b}(\lambda, T_a) - \epsilon_r(\lambda)[I_{B,em}(\lambda, T_a) - I_{B,em}(\lambda, T_r)] \} d\lambda \quad (3.13)$$

Analizando esta expresión puede observarse que en realidad existen dos términos que gobiernan el enfriamiento radiativo. El primer término es diferente de cero dentro de la ventana atmosférica puesto que fuera de ella se ha supuesto que $\epsilon_c = 1$ (fig. 3.1, fig. 3.2) y proporciona el componente de enfriamiento debido al hecho de que la atmósfera está a una temperatura menor que la ambiente. El segundo término es diferente de cero cuando el radiador tiene una temperatura diferente a la ambiente y se refiere al intercambio radiativo fuera de la ventana atmosférica. El efecto de este término en el flujo neto de calor depende del valor de la temperatura del radiador. De esto puede inferirse que un radiador sin selectividad espectral tiene un desempeño mejor cuando su temperatura es superior a la ambiente para el caso contrario una superficie selectiva, con un valor máximo de emitancia dentro de la ventana y mínimo fuera de ella, es más eficiente.

3.3.2. Radiador cubierto

Se trata ahora el caso de un radiador cubierto expuesto a la atmósfera. La cubierta es considerada para reducir los efectos convectivos debidos al viento. Para analizar este sistema es necesario obtener una ecuación de balance para la cubierta y una para la superficie radiativa. Se comienza de nuevo considerando el caso más general donde todas las variables tienen dependencia direccional y espectral.

La ecuación de balance para el radiador esta dada por:

$$\begin{aligned}
 q''_{cubierto,r} = & \int_0^\infty \int_0^{\pi/2} \int_0^{2\pi} \left\{ \left[\frac{\tau_{cub}(\lambda, \theta, \phi) \epsilon_r(\lambda, \theta, \phi)}{1 - \rho_r(\lambda, \theta, \phi) \rho_{cub}(\lambda, \theta, \phi)} \right] [I_{B,em}(\lambda, T_r) - I_{B,em}(\lambda, T_c)] \right. \\
 & + \left. \left[\frac{\epsilon_{cub}(\lambda, \theta, \phi) \epsilon_r(\lambda, \theta, \phi)}{1 - \rho_r(\lambda, \theta, \phi) \rho_{cub}(\lambda, \theta, \phi)} \right] [I_{B,em}(\lambda, T_r) - I_{B,em}(\lambda, T_{cub})] \right\} \\
 & \text{sen}\theta \text{cos}\phi d\lambda d\theta d\phi
 \end{aligned} \tag{3.14}$$

donde el subíndice *cub* se usa para indicar las propiedades ópticas de la cubierta. Se observan términos que son función tanto de las propiedades del radiador como de la cubierta, que surgen al considerar las múltiples reflexiones que sufre la radiación que abandona al radiador.

La ecuación de balance para la cubierta está dada por:

$$\begin{aligned}
 q''_{cubierto,cub} = & \int_0^\infty \int_0^{\pi/2} \int_0^{2\pi} \left\{ \left[\epsilon_{cub}(\lambda, \theta, \phi) + \frac{\tau_{cub}(\lambda, \theta, \phi) \epsilon_r(\lambda, \theta, \phi) \rho_r(\lambda, \theta, \phi)}{1 - \rho_r(\lambda, \theta, \phi) \rho_{cub}(\lambda, \theta, \phi)} \right] \right. \\
 & [I_{B,em}(\lambda, T_{cub}) - I_{B,em}(\lambda, T_c)] \text{sen}\theta \text{cos}\phi d\lambda d\theta d\phi \\
 & + \int_0^\infty \int_0^{\pi/2} \int_0^{2\pi} \left[\frac{\epsilon_{cub}(\lambda, \theta, \phi) \epsilon_r(\lambda, \theta, \phi)}{1 - \rho_r(\lambda, \theta, \phi) \rho_{cub}(\lambda, \theta, \phi)} \right] \\
 & [I_{B,em}(\lambda, T_{cub}) - I_{B,em}(\lambda, T_r)] \left. \right\} \text{sen}\theta \text{cos}\phi d\lambda d\theta d\phi
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

De la misma manera que para el radiador descubierto es posible desprestigiar la dependencia direccional en (3.14) y (3.15). De esta manera se tiene la ecuación de balance para el radiador (3.14) se simplifica como:

$$q''_{cubierto,r} = \pi \int_0^\infty \left\{ \left[\frac{\tau_{cub}(\lambda)\epsilon_r(\lambda)}{1 - \rho_r(\lambda)\rho_{cub}(\lambda)} \right] [I_{B,em}(\lambda, T_r) - \epsilon_c(\lambda)I_{B,em}(\lambda, T_a)] \right. \\ \left. + \left[\frac{\epsilon_{cub}(\lambda)\epsilon_r(\lambda)}{1 - \rho_r(\lambda)\rho_{cub}(\lambda)} \right] [I_{B,em}(\lambda, T_r) - I_{B,em}(\lambda, T_{cub})] \right\} d\lambda \quad (3.16)$$

Y para la ecuación de balance para la cubierta (3.15):

$$q''_{cubierto,cub} = \pi \int_0^\infty \left\{ \left[\epsilon_{cub}(\lambda) + \frac{\tau_{cub}(\lambda)\epsilon_{cub}(\lambda)\rho_r(\lambda)}{1 - \rho_r(\lambda)\rho_{cub}(\lambda)} \right] \right. \\ \left. [I_{B,em}(\lambda, T_{cub}) - \epsilon_c(\lambda)I_{B,em}(\lambda, T_a)] d\lambda \right. \\ \left. + \pi \int_0^\infty \left[\frac{\epsilon_{cub}(\lambda)\epsilon_r(\lambda)}{1 - \rho_r(\lambda)\rho_{cub}(\lambda)} \right] \right. \\ \left. [I_{B,em}(\lambda, T_{cub}) - I_{B,em}(\lambda, T_r)] \right\} d\lambda \quad (3.17)$$

Las ecuaciones (3.16) y (3.17) son apropiadas cuando se conoce la distribución espectral del radiador, cubierta y atmósfera. Si estas propiedades pueden considerarse independientes de la longitud de onda es posible realizar una última simplificación:

$$q''_{cubierto,r} = \frac{\sigma\tau_{cub}\epsilon_r}{1 - \rho_r\rho_{cub}}(T_r^4 - \epsilon_c T_a^4) + \frac{\sigma\epsilon_{cub}\epsilon_r}{1 - \rho_r\rho_{cub}}(T_r^4 - T_{cub}^4) \quad (3.18)$$

$$q''_{cubierto,cub} = \sigma \left(\epsilon_{cub} + \frac{\tau_{cub}\epsilon_{cub}\rho_r}{1 - \rho_r\rho_{cub}} \right) (T_{cub}^4 - \epsilon_c T_a^4) \\ + \frac{\sigma\epsilon_{cub}\epsilon_r}{1 - \rho_r\rho_{cub}} (T_{cub}^4 - T_r^4) \quad (3.19)$$

De esta manera se tienen relaciones para un radiador descubierto y uno con cubierta tanto para el caso donde se conocen la distribución espectral de las superficies como para el caso en que se pueden suponer grises y difusas. Para completar el balance térmico es necesario incluir los flujos convectivos debidos al viento y los conductivos debidos a el cuerpo del radiador.

Es importante mencionar que puesto que el intercambio térmico entre el radiador y la atmósfera se realiza en el infrarrojo, la cubierta debe de tener una alta transmitancia en dicha región.

Capítulo 4

Modelo Matemático

“La ciencia se construye a partir de aproximaciones que gradualmente se acercan a la verdad.”

Isaac Asimov

SE presenta en este capítulo el modelo matemático propuesto para describir el comportamiento de un sistema para enfriamiento de agua mediante intercambio radiativo con la atmósfera. Para comenzar se mencionan brevemente los componentes que forman el sistema. No obstante que su construcción y realización de los experimentos no forman parte de este trabajo los datos experimentales recabados se emplean para validar el modelo.

Como se vera más adelante el sistema experimental puede dividirse en dos bloques principales. El primero constituido por un tanque para almacenamiento de agua con forma cilíndrica. El segundo formado por un grupo de tubos aletados colocados en

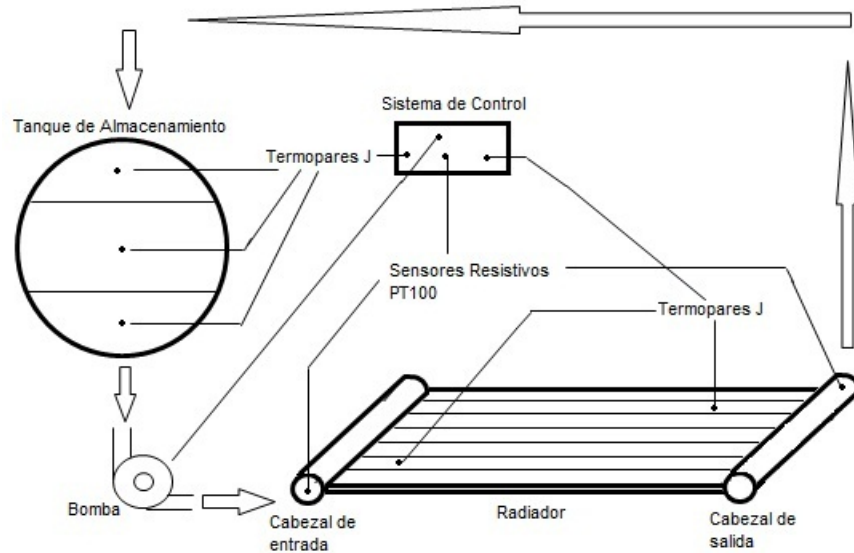


Figura 4.1: Diagrama del sistema experimental que realizó las mediciones para validar el modelo matemático que se propone en este trabajo. Se muestran los principales elementos que lo componen.

paralelo. Se emplea una bomba para hacer circular el agua entre los bloques. Un conjunto de sensores permiten determinar las temperaturas del fluido a la entrada y salida del radiador, en el fluido dentro del tanque y en la superficie del radiador. La figura 4.1 muestra un diagrama de este sistema.

4.1. Datos climatológicos

Con objeto de realizar una simulación adecuada del sistema experimental es necesario contar con datos climatológicos del sitio donde se monta el experimento. Para esto se ha recurrido a la estación meteorológica del Centro de Investigación en Ener-

gía de la UNAM ubicada en latitud $18^{\circ}50.36'$ norte $99^{\circ}14.07'$ oeste y a 1280m sobre el nivel del mar.

Los datos solicitados a la estación fueron de fecha y hora, temperatura ambiente, humedad relativa, radiación solar y velocidad de viento. Estos últimos únicamente se cuenta con la magnitud puesto que el dato de la dirección no estaba disponible. Es importante señalar que el sistema experimental se ubica en una posición rodeada de algunos edificios por lo que los datos de viento reportados no necesariamente corresponden a los que estuvo expuesto el sistema pero son representativos de los picos de viento que se presentaron.

4.2. Sistema experimental

En las siguientes subsecciones se describe brevemente cada uno de los componentes del sistema proporcionando sus dimensiones y configuración.

4.2.1. Tanque de almacenamiento

En la figura 4.2 se muestra el esquema del tanque de almacenamiento de agua. Se trata de un tanque aislado, de $0.55m$ de diámetro interior y $1.0m$ de longitud con capacidad de $150l$. Una capa de poliuretano expandido de $0.0254m$ (1") le confiere al tanque una conductividad térmica total de $55.55W/K$ sobre el cuerpo del cilindro y de $0.1957W/K$ en las tapas. La salida de agua se encuentra colocada en la parte

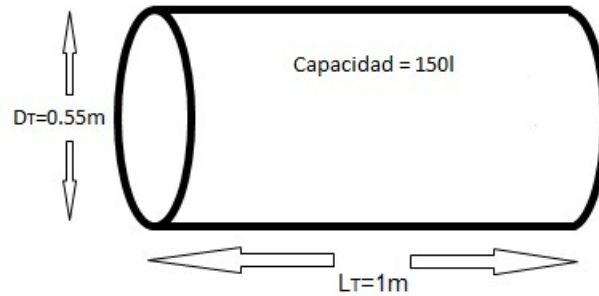


Figura 4.2: Esquema del tanque térmico utilizado. Se muestran las dimensiones exteriores así como su capacidad de almacenamiento.

inferior del tanque mientras que la entrada está en la superior. La posición horizontal del tanque se debe a que la mayoría de los equipos comerciales para aplicaciones fototérmicas tienen esta configuración.

4.2.2. Radiador

El radiador está formado por una serie de tubos de $0.0065m$ de diámetro interior, $0.0095m$ ($\frac{3}{8}$ ") de diámetro exterior y $1.8m$ de largo unidos mediante una soldadura a una placa de cobre de $0.11m$ de ancho y $0.0012m$ de grosor que funciona como aleta. Se emplean 7 tubos aletados que colocados de forma paralela formando una superficie homogénea a modo de placa metálica. Dos cabezales de $0.019m$ ($\frac{3}{4}$ ") de diámetro permiten la entrada y salida de agua del radiador. El cuerpo del radiador le confiere resistencia mecánica y aislamiento térmico. Cuenta con capa de poliuretano expandido $0.0254m$ (1") de grueso que aísla la parte inferior y laterales del radiador.

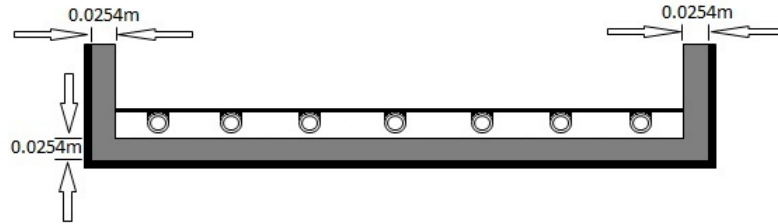


Figura 4.3: Corte transversal del radiador. Se muestra el grosor de la capa de aislante en la parte inferior y laterales. Se muestra los siete tubos aletados que conforman al radiador.

La conductividad térmica del aislante es de $1.18W/Wm^2$. En la figura 4.3 y 4.4 se muestra un corte transversal y una vista superior del radiador. El radiador también cuenta con soportes metálicos para sujetar una cubierta plástica. Estos soportes (no mostrados en la imagen) están colocados en la parte superior del radiador pero al tener un área pequeña no se considera que participen en el intercambio radiativo.

4.2.3. Tubos aletados

Los tubos aletados son el componente más importante en el sistema puesto que definen la transferencia de calor entre el fluido y la atmósfera. Están hechos de cobre y tienen una buena transferencia de calor por conducción de $400W/mK$ aproximadamente. Sin embargo los metales son pobres radiadores por si mismos con emisividades del orden de 0.2 [35]. Por esta razón es necesario un recubrimiento que permita incrementar la transferencia de calor por radiación. Esto se logra con el empleo de pinturas con alta emitancia del orden de 0.9.

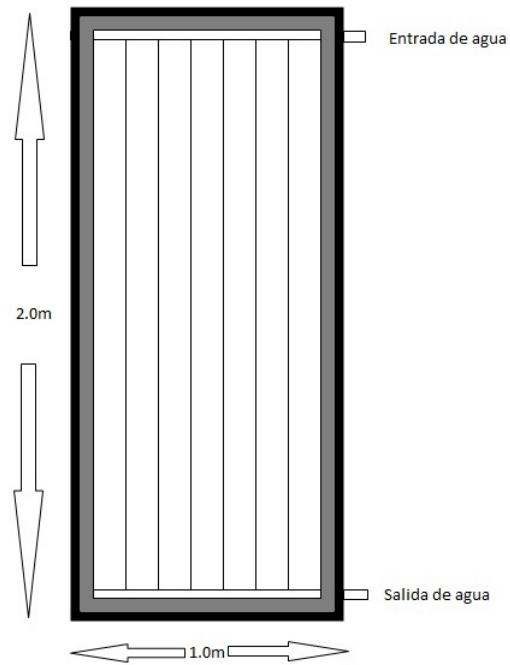


Figura 4.4: Esquema de vista superior del radiador. Se muestran las dimensiones de largo y ancho así como las entradas y salidas de agua.

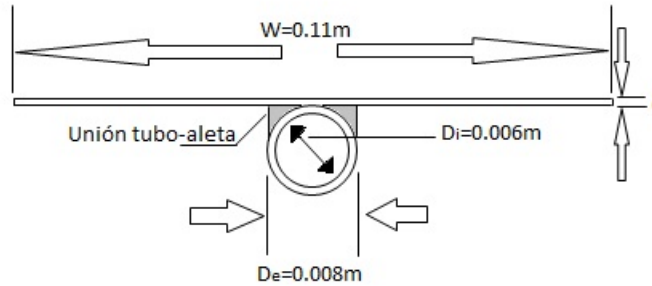


Figura 4.5: Corte transversal del tubo aletado. Se muestran el ancho de la aleta, diámetro interior y exterior del tubo, y se muestra la forma de la unión aleta-tubo.

La conductancia de la unión aleta-tubo puede ser muy importante en la eficiencia del tubo aletado. Es necesario tener un buen contacto metal-metal de forma que se asegure una conductancia mayor a los $30(W/mK)$ [34]. En este trabajo se supone este valor como referencia para los calculos de simulación.

La figura 4.5 muestra un esquema de los tubos y aletas que conforman el radiador.

4.2.4. Recubrimiento emisivo

En el trabajo fueron evaluados los efectos de dos diferentes recubrimientos emisivos: un recubrimiento negro mate y una pintura blanca. Los espectros de absorptividad y reflectividad total para pinturas negras y blancas se muestran en la 4.6. Se aprecia que la absorptividad de ambos recubrimientos es cercano a la unidad en el infrarrojo. La ley de Kirchhoff (2.19) permite igualar la emisividad del recubrimiento con absorptividad siempre y cuando se suponga que la superficie es gris y difusa lo cual,

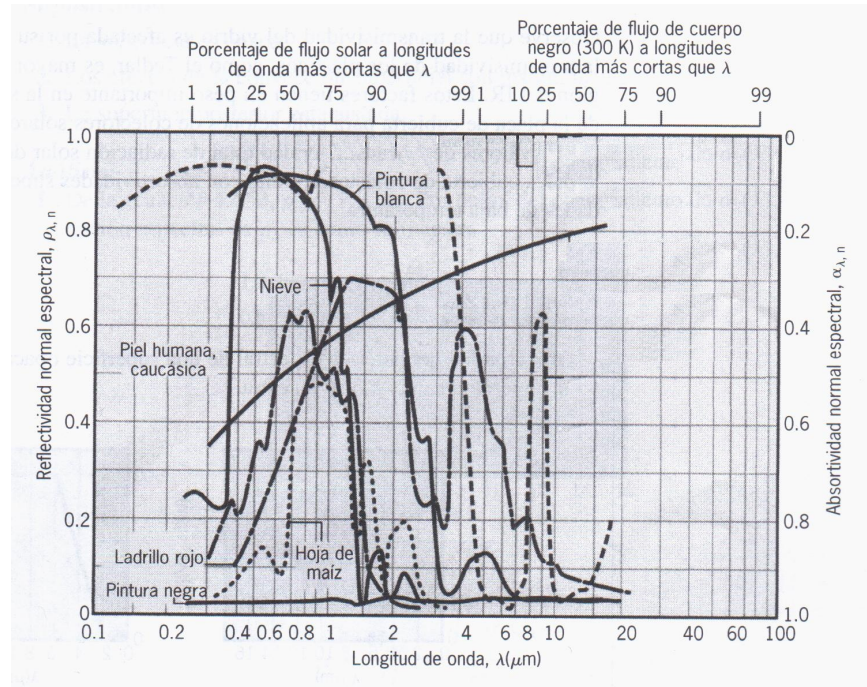


Figura 4.6: Espectro de absorptividad y reflectividad de varios materiales y recubrimientos para el espectro visible e infrarrojo [35].

como se ha mencionado, es una buena aproximación para aplicaciones ingenieriles.

4.2.5. Cubierta

Para reducir los efectos convectivos debidos al viento se han empleado hasta dos cubiertas plásticas de polietileno. La primera cubierta, colocada de forma paralela sobre los tubos aletados a una distancia de $0.05m$. La segunda cubierta es colocada en forma de techo de dos aguas de forma que, en caso de formarse condensación sobre ella escurriera y no afectase la transferencia de calor radiativa. Los experimentos han sido realizados sin cubierta, con una y con dos cubiertas. La figura 4.7 muestra

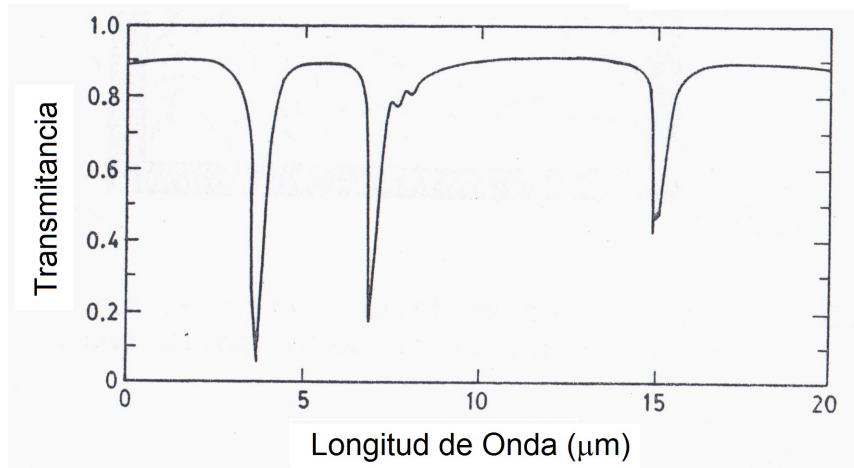


Figura 4.7: Espectro de transmittancia para una cubierta de polietileno de $10\mu m$ [32].

el espectro de transmisividad para una película de polietileno de $10\mu m$ en la región infrarroja. Se ha empleado un valor de 0.8 para los cálculos realizados en este trabajo.

4.2.6. Sensores

El tanque de almacenamiento cuenta con tres termopares de tipo J colocados a diferentes profundidades, separados por distancias iguales. Dos sensores de temperatura resistivos PT-100 se encuentran en las tuberías de entrada y salida de agua del radiador y dos termopares tipo J están colocados en la superficie del radiador. La figura 4.1 ilustra la posición de estos sensores y la tabla 4.1 presenta una relación de los sensores indicando su posición, tipo y exactitud.

| Posición | Tipo | Exactitud |
|--------------------------|--------|---------------------------|
| Tanque capa superior | J | $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ |
| Tanque capa media | J | $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ |
| Tanque capa inferior | J | $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ |
| Cabezal de entrada | PT-100 | $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ |
| Cabezal de salida | PT-100 | $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ |
| Superficie de radiador 1 | J | $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ |
| Superficie de radiador 2 | J | $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ |

Tabla 4.1: Relación de los sensores de temperatura presentes en el sistema experimental indicando su posición, tipo y exactitud

4.2.7. Funcionamiento del sistema

En las pruebas se emplearon dos sistemas radiativos como los descritos anteriormente con diferentes recubrimientos emisivos. Se realizaron experimentos en tres modalidades: prototipos con los radiadores descubiertos en contacto directo con el viento; radiadores protegidos del viento con una cubierta plástica; y radiadores protegidos con dos cubiertas plásticas, una de ellas en forma de techo de dos aguas, para reducir la condensación que se forma debido a la reducción en la temperatura de la cubierta.

Los experimentos inician a las 18:00h y finalizan a las 9:00h del día siguiente. Se activan los sensores y se registra el estado inicial del sistema mediante el adquisidor de datos. Cada dos minutos se realiza un nuevo registro del sistema hasta que finaliza el experimento.

El agua es circulada a un flujo constante mediante una bomba con una capacidad de $18.92l/min$ aprox. ($300GPH$). Se tomó el valor de $0.8l/min$ como el flujo mínimo que se pudo registrar de forma confiable con el equipo disponible. El agua es transportada del tanque de almacenamiento hasta el radiador donde es distribuida en los siete tubos aletados mediante un cabezal de entrada, fluye a través de ellos hasta el cabezal de salida y regresa al tanque de almacenamiento.

El sistema de adquisición de datos registra el estado inicial del sistema ($t = 0$) y a partir de entonces se toman datos cada dos minutos hasta que finaliza el experimento.

4.3. Modelo matemático propuesto

A continuación se propone un modelo matemático para el sistema experimental presentado en las secciones anteriores. Con objeto de simplificar el modelo se realizan ciertas simplificaciones.

- El recubrimiento emisor tiene un comportamiento gris y difuso lo cual hace posible emplear las ecuaciones simplificadas dadas en el capítulo anterior.
- Las temperaturas en la superficie de los aislantes es igual a la temperatura ambiente.
- El radiador vacío al tener poca masa (2.22kg), tiene poca inercia térmica por lo que responde rápidamente a los cambios de temperatura. La información meteorológica de que se dispone está dada cada 10 min y es razonable suponer que el radiador ha alcanzado el equilibrio en este período.
- El intervalo de temperaturas dentro del que se trabaja es pequeño (273K-300K) por lo que las propiedades de conductividad térmica para los diversos materiales empleados se suponen constantes.

4.3.1. Modelo de tanque de almacenamiento

Durante la prueba existe un flujo continuo de agua entre el tanque y el radiador, esto produce un cambio gradual en la temperatura del agua contenida dentro del

tanque. En esta sección se propone un modelo que aproxime este cambio gradual de temperatura en el tiempo. Para aproximar mejor el comportamiento térmico del tanque se le divide en N nodos, en cada uno de los cuales se realiza un balance de energía para calcular su temperatura en función del tiempo. Esto requiere definir una función de control que determine de que manera se distribuye el agua que ingresa al tanque. Para comenzar se propone una relación para dividir el tanque en N nodos. El volumen del n -ésimo nodo está dado por:

$$V_n = \frac{1}{2} L_{tanque} r_{tanque}^2 (\beta_n - \text{sen}(\beta_n)) - \sum_{l=1}^{n-1} V_l \quad (4.1)$$

donde V_n es el volumen del n -ésimo nodo, L_{tanque} y r_{tanque} se refieren al largo y al radio del tanque de almacenamiento, el último término representa la sumatoria de los volúmenes de los nodos anteriores. θ_n es un ángulo definido como se muestra en la figura 4.8 y está dado por:

$$\beta_n = 2 \text{acos}\left(\frac{N - 2n}{N}\right) \quad (4.2)$$

La función de control para determinar como se distribuye el agua que ingresa al tanque está dada por:

$$F_n = \begin{cases} 1 & \text{si } T_{sr} \leq T_n \\ 0 & \text{si } T_{sr} > T_n \end{cases} \quad (4.3)$$

donde T_{sr} se refiere a la temperatura de salida del radiador y el subíndice n se emplea para identificar cada uno de los N nodos en que se divide el tanque ($0 \leq n \leq N$).

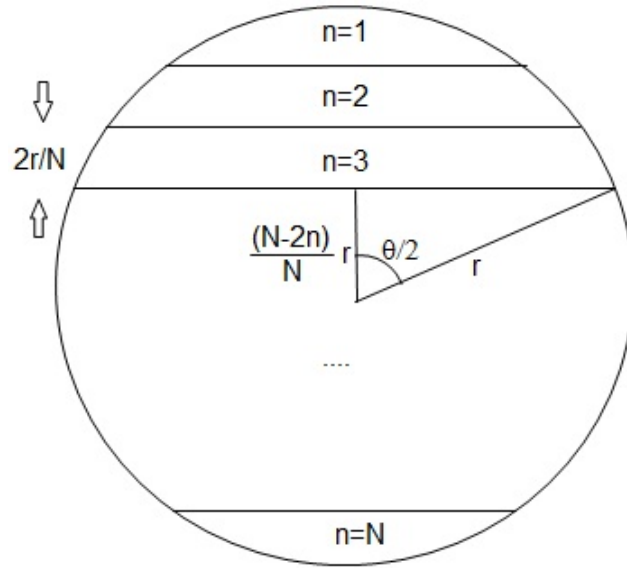


Figura 4.8: Se muestran las variables geométricas para un tanque térmico dividido en N nodos

Esta función de control indica que los únicos nodos que reciben agua son aquellos con una temperatura mayor o igual a la del agua de salida del radiador. La figura 4.9 muestra el empleo de esta función de control. Cada nodo que cumpla con la condición dada por (4.3) recibe una fracción \dot{m}_{nsis} del flujo de agua entrante. Esta fracción puede ser variable pero para simplificar los cálculos se supone que el agua se reparte de forma homogénea entre los nodos que cumplen con la función de flujo F_n , esto es:

$$\dot{m}_{nsis} = \frac{\dot{m}_{sis}}{\sum_{n=1}^N F_n} \quad (4.4)$$

donde \dot{m}_{sis} es el flujo de masa que circula a través del radiador.

Además cada nodo a partir de $n = 2$ recibe un flujo de agua \dot{m}_{nsup} procedente de los nodos superiores. Este flujo es igual a la sumatoria de las fracciones de flujo

\dot{m}_{nsis} entrantes en dichos nodos superiores.

$$\dot{m}_{nsup} = \dot{m}_{nsis} \sum_{l=1}^{n-1} F_l \quad (4.5)$$

En cuanto las pérdidas térmicas debidas a la conducción a través de las paredes del tanque, están dadas por el producto de la conductividad térmica del aislante y el área expuesta al ambiente que intersecta cada nodo. El área expuesta A_{ex} se calcula de la siguiente manera:

$$A_{ex,n} = r_{tanque}^2 |\beta_n (L_{tanque} + 1) - \text{sen}(\beta_n)| - \sum_{l=1}^{n-1} A_{ex,l} \quad (4.6)$$

donde n indica a que nodo pertenece el área expuesta calculada y la sumatoria se hace sobre todos los nodos anteriores al considerado.

Con todo lo expuesto anteriormente puede realizarse un balance de energía para el nodo n de la siguiente manera:

$$m_n \frac{dT_n}{dt} = \frac{U A_{ex,n}}{C_p} (T_a - T_n) + F_n \dot{m}_{nsis} (T_{sr} - T_n) + \dot{m}_{nsup} (T_{n-1} - T_n) \quad (4.7)$$

donde m_n es la masa de agua contenida en el nodo n y está dada por:

$$m_n = \rho_{h2o} V_n \quad (4.8)$$

donde ρ_{h2o} es la densidad del agua ($1000 \text{kg}/\text{m}^3$).

El primer término en el lado derecho de (4.7) se refiere al intercambio de calor por conducción entre el agua contenida dentro del nodo n y la superficie del tanque

que se supone a temperatura ambiente. El segundo término es la transferencia de energía hacia el nodo mediante el flujo de masa proveniente del radiador. El último término es el flujo de energía desde los nodos superiores.

La ecuación (4.7) puede expresarse en diferencias finitas como:

$$T_n^+ = T_n^0 + \frac{t}{m_n} \left[\left(\frac{UA_{e,n}}{C_p} \right)_n (T_a^0 - T_n^0) + F_n^0 \dot{m}_{nsis}^0 (T_{sr}^0 - T_n^0) + \dot{m}_{nsup}^0 (T_{n-1}^0 - T_n^0) \right] \quad (4.9)$$

donde el superíndice 0 indica el período de tiempo actual y + el período de tiempo siguiente. El período de tiempo, t , se define como el tiempo que tarda en reemplazarse el volumen de agua dentro del radiador, esto es:

$$t = \frac{V_{ta}}{\dot{m}_{sis}} \quad (4.10)$$

donde V_{ta} es la capacidad de almacenamiento dentro de uno solo de los tubos aletados que conforman el radiador.

La ecuación (4.9) es un modelo general para un tanque dividido en N nodos. El sistema experimental cuenta con tres sensores de temperatura dentro del tanque de almacenamiento. Por esta razón se ha establecido $N = 3$ en el modelo descrito en esta sección. Por otra parte, con $N = 1$ se tendría el caso extremo para un tanque completamente mezclado. Aumentar el número de nodos permite aumentar también el grado de estratificación. Se ha dicho que un compromiso adecuado entre rapidez de cómputo y precisión en los resultados es $N = 3$ [34], sin embargo, dado que actualmente se cuenta con equipos de cómputo de mayor capacidad es muy sencillo aumentar este número en caso de ser necesario.

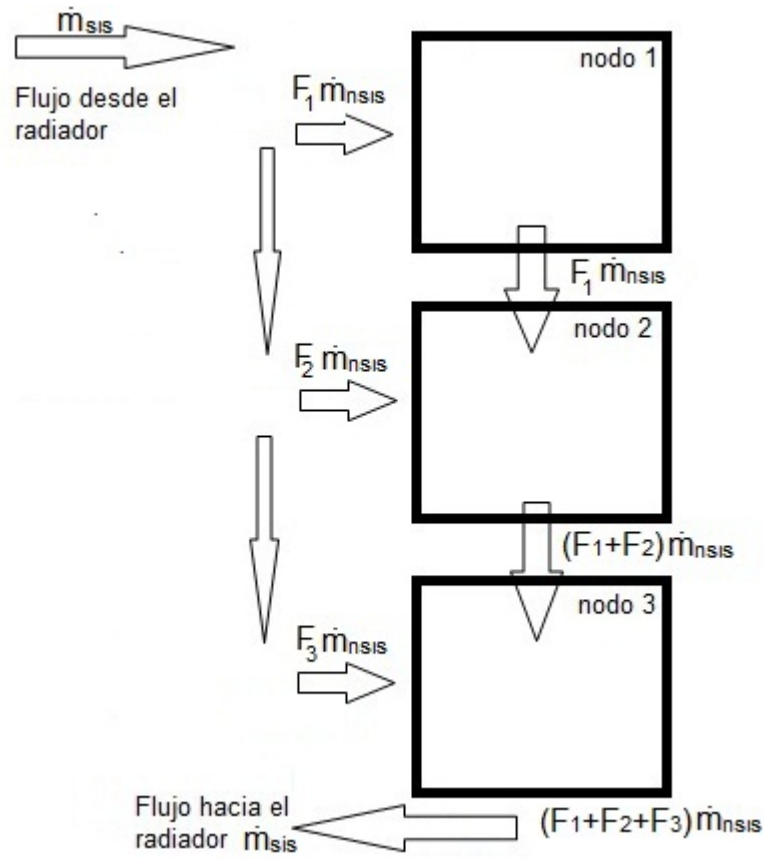


Figura 4.9: Diagrama de flujo para el tanque de almacenamiento para el caso $N = 3$. Donde \dot{m}_{nodo} es el flujo de agua proveniente del radiador que llega a los nodos definidos por la función de control F .

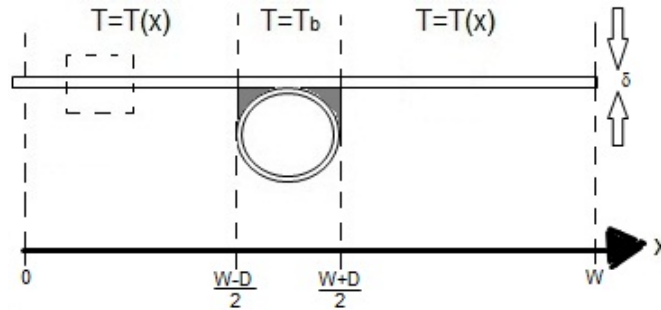


Figura 4.10: Corte transversal de tubo aletado. Se muestra el origen para la obtención de un balance de energía y se señala un área para realizarlo.

4.3.2. Modelo de tubo aletado

Una vez establecido un modelo para el tanque de almacenamiento es necesario otro que describa el segundo componente crucial en el sistema: el radiador, y en particular, los tubos aletados que lo conforman. La figura 4.10 muestra el corte transversal de un tubo aletado. Se establece un eje coordenado sobre la superficie del tubo aletado con el eje x perpendicular a la dirección de flujo y el eje y paralelo a este. La temperatura sobre la aleta en general es función de la posición tal como se muestra en la figura.

El fluido en el interior del tubo intercambia calor con el ambiente por medio de la aleta. El análisis de este intercambio puede separarse en dos partes: el intercambio aleta-ambiente y el intercambio fluido-aleta.

El sistema aleta-ambiente lo conforman el calor transferido desde la base y el calor transferido desde los laterales de la aleta. Para el primero se supone una temperatura

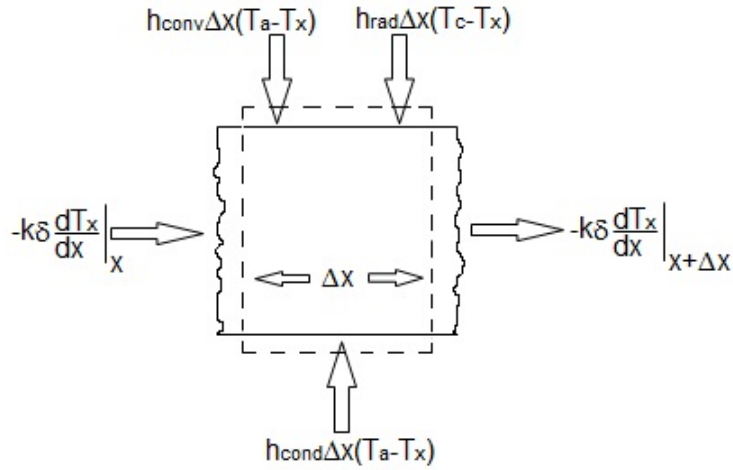


Figura 4.11: Sección de aleta. Se muestran las entradas y salidas de energía.

constante T_b en la superficie y para el segundo se supone un perfil de temperaturas que depende de la distancia, tal como se muestra en la figura 4.10.

En la figura 4.11 se muestra un balance de energía sobre una sección que corresponde a los laterales de la aleta. Se emplea, por simplicidad, la letra h con el subíndice correspondiente para denotar el coeficiente de transferencia de calor, incluso para el caso de conducción y radiación. El balance de energía puede expresarse de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 q'_{lat-amb} &= -k_{aleta} \delta \frac{dT_x}{dx} \Big|_x - \left(-k_{aleta} \delta \frac{dT_x}{dx} \Big|_{x+\Delta x} \right) \\
 &\quad + h_{conv} \Delta x (T_a - T_x) + h_{cond} \Delta x (T_a - T_x) \\
 &\quad + h_{rad} \Delta x (T_c - T_x)
 \end{aligned} \tag{4.11}$$

donde:

- q'_{lat} es el flujo de calor desde los laterales de la aleta. Se expresa por unidad de

longitud, esto es, en W/m .

- k_{aleta} es la conductividad térmica del tubo aletado (W/mK).
- δ es el grosor de la aleta. Es un dato proporcionado por el fabricante de los tubos aletados.

$$\delta = 0.00012m \quad (4.12)$$

- h_{conv} es el coeficiente de transferencia de calor convectivo debido al fluido sobre la superficie del tubo aletado. Este fluido puede ser el viento o el aire atrapado entre el radiador y la cubierta dependiendo el caso. Para el caso del viento se emplea la siguiente relación [29]:

$$h_{conv} = \begin{cases} 5.7 + 3.8v_{viento} & \text{si } v_{viento} \leq 4m/s \\ 7.38v_{viento}^{0.8} & \text{si } v_{viento} > 4m/s \end{cases} \quad (4.13)$$

En este trabajo también se considera el caso de un radiador protegido de los efectos convectivos del viento por medio de una cubierta plástica. En esta situación existe una capa de aire atrapado entre la cubierta y el radiador. En general se espera que la superficie del radiador esté a una temperatura menor que la cubierta y que este gradiente inhiba la formación de celdas convectivas. Esto ocasiona que proceso de transferencia de calor este dominado por efectos conductivos. Esto es:

$$h_{conv} \approx \frac{k_{aire}}{L_{aire}} \quad (4.14)$$

donde $k_{aire} = 0.01W/mK$ y $L_{aire} = 0.05m$.

- h_{cond} es el coeficiente de transferencia de calor por conducción entre el radiador y el ambiente a través del material aislante colocado debajo de él. El aislante está en contacto directo con el radiador con su superficie exterior a la temperatura del aire.

$$h_{cond} = \frac{k_{ais}}{L_{ais}} \quad (4.15)$$

donde se tiene $k_{ais} = 0.02W/mK$ y $L_{ais} = 0.0254m$.

- h_{rad} es el coeficiente de transferencia de calor radiativo entre el radiador, la cubierta y cielo dependiendo el caso. Este coeficiente surge de la linearización de las ecuaciones (3.12), (3.18) y (3.19) como se muestra más adelante. Al iniciar los cálculos numéricos estos coeficientes son calculados con los datos climáticos y asumiendo las temperaturas del radiador y la cubierta iguales a alguna temperatura inicial predefinida. Como la temperatura del radiador depende de la posición es de esperar que el coeficiente varíe de la misma manera. Por lo tanto el cálculo de este coeficiente debe realizarse como una sumatoria a lo largo de la aleta, es decir:

$$h_{rad} = \frac{1}{M} \sum_{x=1}^M h_{rad}(x) \quad (4.16)$$

donde M es el número de partes en que se divide un segmento de aleta y Δx su longitud. Esto es $W = M\Delta x$.

Estos coeficientes permiten calcular la temperatura del radiador y la cubierta para el siguiente intervalo de tiempo. Los datos climáticos son actualizados y los

coeficientes recalculados. Este proceso se repite hasta el final de la simulación.

La aleta al ser una lámina delgada de metal tiene una capacidad calorífica muy baja y es razonable suponer que alcanza el equilibrio rápidamente en cualquier momento. De esta forma se tiene que $Q_{aleta-ambiente} = 0$. Dividiendo la ecuación (4.11) entre Δx y obteniendo el límite cuando $\Delta x \rightarrow 0$ se tiene:

$$k_{aleta}\delta \frac{d^2 T_x}{dx^2} = h_{conv}(T_x - T_a) + h_{cond}(T_x - T_a) + h_{rad}(T_x - T_c) \quad (4.17)$$

La ecuación (4.17) es el balance de energía general para una aleta. A continuación se muestran los casos particulares para un radiador descubierto y uno cubierto.

Para el caso del radiador descubierto el intercambio radiativo está dado por la ecuación (3.12). Igualandolo al término radiativo de (4.17) se tiene:

$$h_{rad}(T_x - T_c) = \epsilon_r \sigma (T_x^4 - \epsilon_c T_a^4)$$

$$h_{rad}(T_x - T_c) = \epsilon_r \sigma (T_x^4 - T_c^4)$$

$$h_{rad}(T_x - T_c) = \epsilon_r \sigma (T_x^2 + T_c^2)(T_x + T_c)(T_x - T_c)$$

por lo tanto:

$$h_{rad} = \frac{1}{M} \sum_{x=1}^{x=M} \epsilon_r \sigma (T_x^2 + T_c^2)(T_x + T_c) \quad (4.18)$$

donde se ha empleado (3.3) para cambiar la dependencia de T_a por T_c para facilitar los cálculos.

En un radiador con cubierta existen dos interacciones radiativas. Por esta razón existen también dos coeficientes radiativos. Sustituyendo la ecuación (3.18) en (4.17)

y empleando los subíndices $r \rightarrow c$ y $r \rightarrow cub$ para identificar la interacción radiativa entre radiador y cielo, y entre radiador y cubierta respectivamente puede obtenerse:

$$k_{aleta} \delta \frac{d^2 T_x}{dx^2} = h_{conv}(T_x - T_a) + h_{cond}(T_x - T_a) \\ + h_{rad,r \rightarrow c}(T_x - T_c) + h_{rad,r \rightarrow cub}(T_x - T_{cub}) \quad (4.19)$$

donde:

$$h_{rad,r \rightarrow c} = \frac{1}{M} \sum_{x=1}^M \frac{\sigma \tau_{cub} \epsilon_r}{1 - \rho_r \rho_{cub}} (T_x^2 + T_c^2) (T_x + T_c) \quad (4.20)$$

$$h_{rad,r \rightarrow cub} = \frac{1}{M} \sum_{x=1}^M \frac{\sigma \epsilon_{cub} \epsilon_r}{1 - \rho_r \rho_{cub}} (T_x^2 + T_{cub}^2) (T_x + T_{cub}) \quad (4.21)$$

En la literatura de sistemas fototérmicos [34] también se presentan coeficientes radiativos linearizados. Sin embargo en este caso, la cubierta que se emplea es transparente en la región visible del espectro y las reflexiones y transmisiones son despreciables por lo que el análisis se enfoca en el factor de forma entre el colector y el cielo. Para el caso un radiador nocturno, por otro lado, son las reflexiones y transmisiones sobre las que se hace énfasis dejando en segundo lugar el análisis de factor de forma.

Reagrupando términos en (4.17) y (4.19) es posible, en ambos casos, obtener una ecuación de la forma:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \xi^2 [T_x - T_{eq}] \quad (4.22)$$

donde T_{eq} puede interpretarse como la temperatura equivalente que “ve” el lateral de la aleta en función de las temperaturas y coeficientes de transferencia de calor relacionados con su balance de energía 4.11.

Para el radiador descubierto:

$$\xi^2 = \frac{(h_{conv} + h_{cond} + h_{rad})}{k_{aleta}\delta} \quad (4.23)$$

$$T_{eq} = \frac{(h_{cond}T_a + h_{conv}T_a + h_{rad}T_c)}{(h_{cond} + h_{conv} + h_{rad})} \quad (4.24)$$

y para el radiador cubierto:

$$\xi^2 = \frac{(h_{conv} + h_{cond} + h_{rad,r \rightarrow c} + h_{rad,r \rightarrow cub})}{k_{aleta}\delta} \quad (4.25)$$

$$T_{eq} = \frac{(h_{cond}T_a + h_{conv}T_a + h_{rad,r \rightarrow c}T_c) + h_{rad,r \rightarrow cub}T_{cub}}{(h_{cond} + h_{conv} + h_{rad,r \rightarrow c} + h_{rad,r \rightarrow cub})} \quad (4.26)$$

Para resolver la ecuación (4.22) son necesarias dos condiciones de frontera. La primera se obtiene de la consideración de que los extremos de la aleta están aislados y no conducen calor, esto es:

$$\frac{dT_x}{dx} = 0 \quad \text{para} \quad x = 0 \quad (4.27)$$

Para la segunda se supone que la temperatura en la base de la aleta se encuentra a una temperatura homogénea T_b . Es decir:

$$T_x = T_b \quad \text{para} \quad x = \frac{W - D}{2} \quad (4.28)$$

Con estas condiciones se resuelve (4.22) obteniéndose un perfil general de temperatura para los laterales de la aleta tanto en el caso cubierto como descubierto en función de la posición:

$$\frac{T_{eq} - T_x}{T_{eq} - T_b} = \frac{\cosh(\xi x)}{\cosh(\xi \frac{W-D}{2})} \quad \text{para} \quad 0 \leq x \leq \frac{W-D}{2} \quad (4.29)$$

Para calcular el calor disipado por el tubo aletado hacia el ambiente considérese la figura 4.12. Se muestra el proceso de transferencia de calor desde el fluido en el interior del tubo aletado hacia el ambiente. Se observa que el calor transferido desde la aleta está compuesto, como se ha mencionado antes, por dos elementos: los laterales y la base.

El calor transferido desde los laterales de la aleta se obtiene aplicando la ley de conducción de calor de Fourier a (4.29) en el punto de unión con la base de la aleta, es decir:

$$\begin{aligned} q'_{lat} &= -2k_{aleta} \delta \left. \frac{dT_x}{dx} \right|_{x=(W-D)/2} \\ &= -2k_{aleta} \delta \xi (T_b - T_{eq}) \tanh\left(\xi \frac{W-D}{2}\right) \end{aligned} \quad (4.30)$$

donde se ha multiplicado por dos para tomar en consideración los dos laterales en la aleta. Para el caso de (4.30) los casos para un radiador cubierto o descubierto están implícitos en el término de T_{eq} . Sin embargo para el calor transferido desde la base de la aleta es necesario desarrollar las expresiones específicas para cada caso.

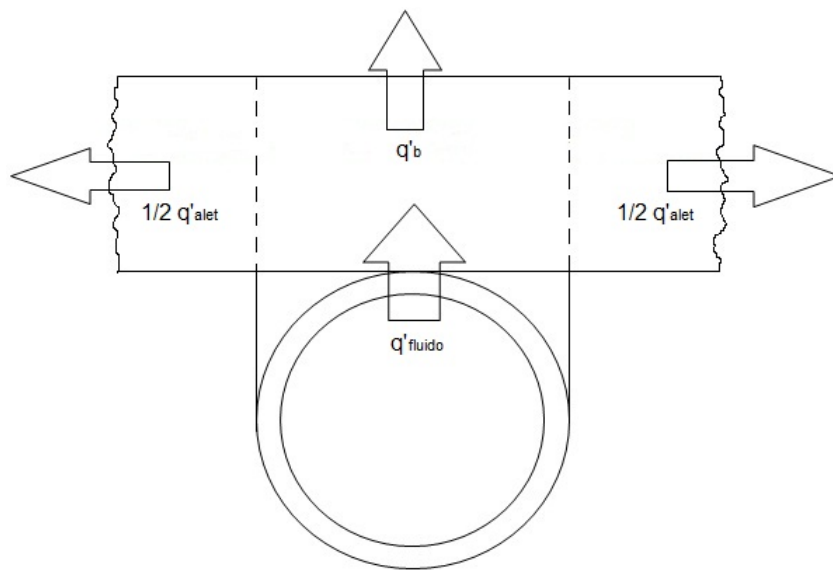


Figura 4.12: Diagrama que muestra el flujo de calor desde el fluido en el interior del tubo aletado hacia el ambiente. Obsérvese que el calor total transferido hacia el ambiente está compuesto por aquel transferido por los laterales de la aleta y por aquel transferido desde su base.

El calor transferido desde la base de la aleta para un radiador descubierto está dado por:

$$q'_b = [h_{conv}(T_a - T_b) + h_{rad,b}(T_c - T_b)]D \quad (4.31)$$

donde $h_{rad,b}$ es de la misma forma de (4.18) cambiando T_x por T_b . D es el ancho de la base.

El calor transferido desde la base de la aleta para un radiador cubierto está dado por:

$$q'_b = [h_{conv}(T_a - T_{base}) + h_{rad,b \rightarrow cub}(T_{cub} - T_b) + h_{rad,b \rightarrow c}(T_c - T_b)]D \quad (4.32)$$

donde $h_{rad,b \rightarrow cub}$ y $h_{rad,b \rightarrow c}$ son de la misma forma que (4.21) y (4.20) respectivamente cambiando T_x por T_b .

El calor transmitido desde el fluido hacia la base de la aleta debe ser igual al que se disipa desde la base hacia el ambiente y el cielo más el transferido hacia el resto de la aleta. Esto es:

$$q'_f = q'_{lat} + q'_b \quad (4.33)$$

Ya se han obtenido expresiones para q'_{lat} y q'_b . Ahora es necesario encontrar una expresión para q'_f . El flujo de calor entre el fluido y la base de la aleta debe ser proporcional a la diferencia de sus temperaturas e inversamente proporcional a la resistencia que ofrezcan los materiales que les unen. Puede expresarse de la siguiente

manera:

$$q'_f = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_f \pi D_i} + \frac{1}{C_u}} \quad (4.34)$$

donde:

- T_f es la temperatura del fluido dentro del tubo en una sección transversal.
- h_f es el coeficiente de transferencia de calor convectivo entre el fluido y el tubo.

Puede calcularse en función del número de Nusselt, Nu_{D_i} , como [35]:

$$h_f = \frac{Nu_{D_i} k_{aleta}}{D_i} \quad (4.35)$$

Para un tubo circular con una transferencia constante de calor en la superficie interior y condiciones de flujo laminares completamente desarrolladas:

$$Nu_{D_i} = 4.36 \quad (4.36)$$

Para un condiciones de flujo turbulento completamente desarrollado dentro un tubo de sección circular:

$$Nu_{D_i} = 0.023 Re_{D_i}^{4/5} Pr^p \quad (4.37)$$

donde $p = 0.4$ para calentamiento ($T_f < T_b$) y 0.3 para enfriamiento ($T_f > T_b$).

- C_u es la conductancia de la unión tubo-aleta y puede estimarse a partir de la conductancia k_s de la soldadura, su grosor promedio γ y el ancho de la unión u [34].

$$C_u = \frac{k_s u}{\gamma} \quad (4.38)$$

Se emplea $30\text{W/m}^\circ\text{C}$ como el valor mínimo requerido reportado en la literatura [34] para una buena conducción de calor a través de la unión.

Los términos de (4.33) son función de T_b . Formando un sistema de ecuaciones entre (4.33) y (4.34) puede eliminarse esta dependencia obteniendo una expresión para el calor transferido desde el fluido hacia el ambiente como función únicamente de la temperatura del fluido y de una temperatura equivalente neta de la siguiente manera:

$$q'_f = \frac{T_{eq,neto} - T_f}{\frac{1}{(W - D)k_{aleta}\delta\chi + D(h_{conv} + h_{rad,b})} + \frac{1}{h_f\pi D_i} + \frac{1}{C_u}} \quad (4.39)$$

donde:

- $T_{eq,neto}$ es una temperatura equivalente que toma en cuenta los efectos de transferencia de calor sobre la aleta total, tanto en los laterales como en la base.

Está dada por:

$$T_{eq,neto} = \frac{(W - D)k_{aleta}\delta\chi T_{eq} + D(h_{rad,b}T_c + h_{conv}T_a)}{(W - D)k_{aleta}\delta\chi + D(h_{rad,b} + h_{conv})} \quad (4.40)$$

Debe tenerse precaución con el coeficiente $h_{rad,b}$ y elegir el adecuado para el caso que se este considerando.

- χ es un factor geométrico estándar que representa la eficiencia de aletas con perfiles rectangulares [34].

$$\chi = \frac{\tanh(\xi(W - D)/2)}{\xi(W - D)/2} \quad (4.41)$$

La ecuación (4.39) se resuelve para cada sección en que se divide el tubo aletado en la dirección del flujo y permite calcular cuanto calor pierde el fluido en dicha sección en un intervalo de tiempo dado. Con esta información se calcula la temperatura del fluido en la siguiente sección del tubo. El proceso se repite hasta alcanzar el final del tubo obteniéndose la temperatura de entrada al tanque de almacenamiento.

Por último, en el caso de un radiador cubierto, las ecuaciones de balance requieren el cálculo de la temperatura de la cubierta. Esta se calcula suponiendo un caso de equilibrio térmico entre la cubierta y el medio ambiente. Esta suposición es razonable puesto que la masa de la cubierta es despreciable y se puede suponer que no tiene capacidad calorífica. De esta forma puede igualarse a cero (3.19) y despejarse T_{cub} . Ahora bien, es necesario subdividir la cubierta en la dirección x de igual manera a como se ha realizado con los tubos aletados. De esta forma, el intercambio de calor total será una sumatoria de las interacciones de las partes correspondientes de la cubierta, los tubos aletados y el ambiente.

$$T_{cub} = \frac{1}{M} \sum_{x=1}^M \sqrt[4]{\frac{1}{\zeta + \kappa} (\zeta T_{amb}^4 + \kappa T_x^4)} \quad (4.42)$$

donde:

$$\zeta = \left(\epsilon_{cub} + \frac{\tau_{cub} \epsilon_{cub} \rho_r}{1 - \rho_r \rho_{cub}} \right) \quad (4.43)$$

$$\kappa = \frac{\epsilon_{cub} \epsilon_r}{1 - \rho_r \rho_{cub}} \quad (4.44)$$

y M son las partes en que se divide la aleta en la dirección de x .

Hasta ahora se ha hablado del caso general de un sistema que cuenta con un flujo de agua entre el tanque de almacenamiento y el radiador. Sin embargo, estas ecuaciones no funcionan cuando se tiene un tanque de agua vacío, y por lo tanto un radiador sin agua. El radiador vacío al tener poca masa ($\approx 2.22kg$), tiene poca inercia térmica por lo que responde rápidamente a los cambios de temperatura. La información meteorológica de que se dispone está dada cada 10 min y es razonable suponer que el radiador ha alcanzado el equilibrio en este período. De esta forma se propone resolver la ecuación (4.45) por el método de Newton-Raphson para una variable (T_r) suponiendo el resto constantes.

$$q_v'' = h_{conv}(T_a - T_r) + h_{cond}(T_a - T_r) + h_{rad}(T_c - T_r) \quad (4.45)$$

donde h_{rad} dependiendo el caso que se desee estudiar.

Para cada entrada de datos climáticos se calcula una nueva temperatura de radiador T_r de la siguiente manera:

$$T_r^+ = T_r^0 + \frac{q_v''}{dq_v''/dT_r} \quad (4.46)$$

La temperatura de la cubierta en este caso se calcula de la misma manera que en (4.42) pero sin realizar una sumatoria sobre x ya que en este caso el radiador se supone tiene una temperatura uniforme T_r

4.4. Algoritmo

La figura 4.14 muestra el diagrama de flujo del programa escrito para la simulación de los experimentos. En un inicio es necesario definir ciertas variables tales como el flujo de la bomba, la capacidad y el número de nodos en que se desee dividir el tanque de almacenamiento, la duración del experimento y una temperatura inicial para el sistema. Se supone que el sistema se encuentra en equilibrio térmico con el ambiente al inicio del experimento por lo que en la simulación el sistema tiene una temperatura homogénea igual o cercana a la ambiente. Excepto dentro del tanque donde puede iniciarse con cierto nivel de estratificación si se desea.

El siguiente paso es leer la información meteorológica y la fecha y hora de inicio del experimento desde una base de datos preparada para tal caso. Con esta información y la temperatura inicial del sistema se continua con el cálculo de todos los coeficientes de transferencia de calor. A continuación es necesario calcular el calor disipado por el fluido al fluir a través del tubo aletado. Para esto se subdivide el tubo aletado en rebanadas como se muestra en la figura 4.13. Cada una de estas rebanadas tiene una sección transversal como la mostrada en la figura 4.5. El número total de estas rebanadas puede ser variado. En general se tienen K rebanas de $\Delta y = 0.001m$ de longitud.

La temperatura del fluido dentro del tubo para la rebanada $j = 1$ es igual a la temperatura del nodo $n = N$ en tanque de almacenamiento. Se calculan los inter-

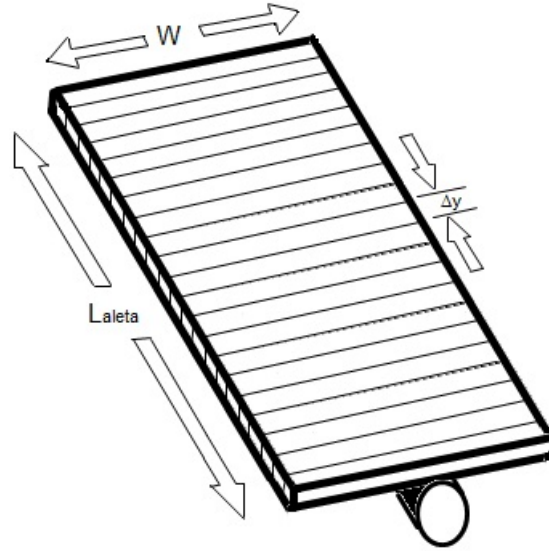


Figura 4.13: Se muestra la forma en que se divide el tubo aletado en rebanadas para su estudio.

Cada rebanada tiene un perfil como el mostrado en la figura 4.5

cambios de energía con las ecuaciones presentadas anteriormente y se obtiene el calor disipado hacia el ambiente y el cielo en dicha rebanada. La temperatura del fluido en la rebanada siguiente, $j + 1$, está dada por:

$$T_{f,j+1} = \frac{q'_{f,j} \Delta y P}{\dot{m}_{sis} C_p} - T_{f,j} \quad (4.47)$$

donde P es el número de tubos aletados.

Esto se repite hasta $j = J$, es decir, hasta alcanzar el final del tubo aletado. El calor total disipado por todos los tubos aletados está dado por:

$$q_f'' = \frac{P}{L_{aleta}} \sum_{j=1}^K q'_{f,j} \Delta y \quad (4.48)$$

La temperatura del agua de entrada al tanque es igual a la temperatura para la rebanada $j = J$. El agua es distribuida dentro del tanque siguiendo la función de

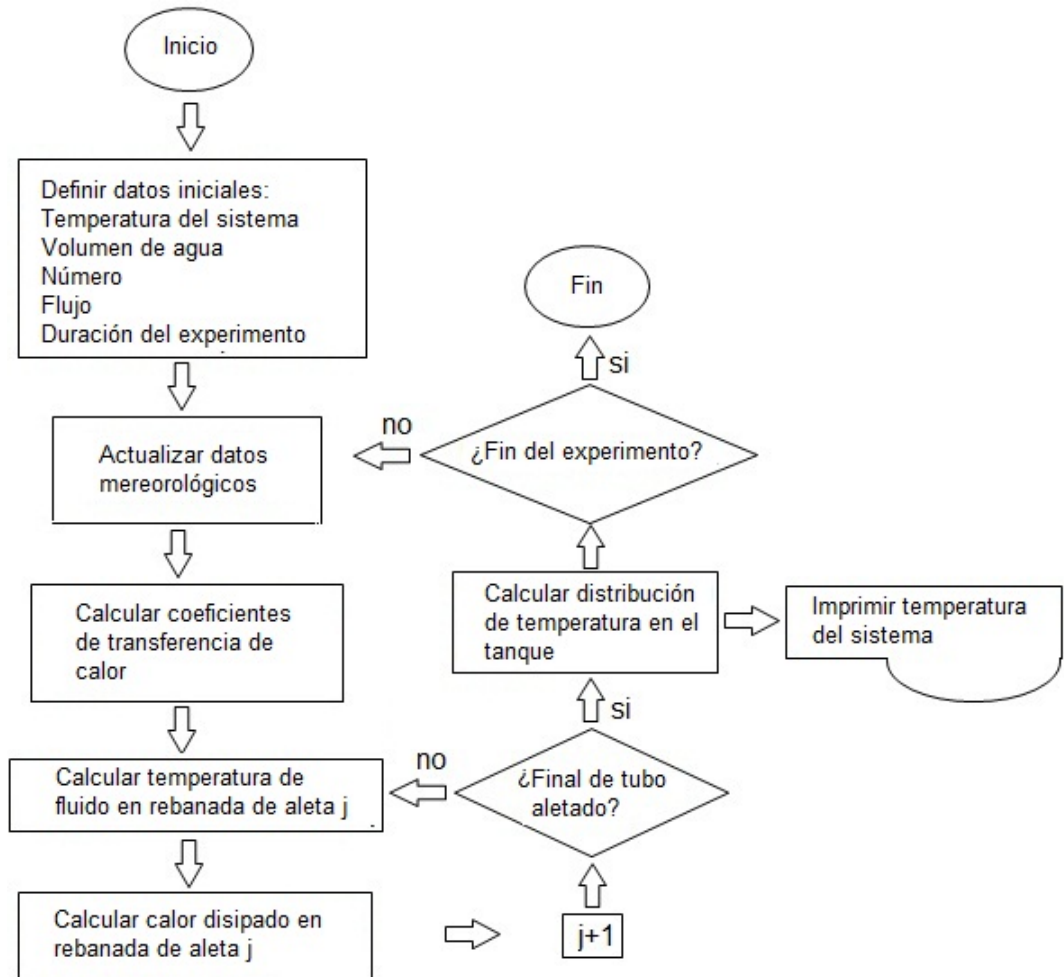


Figura 4.14: Diagrama de flujo para el programa empleado en este trabajo.

control dada por (4.3). Los datos numéricos son guardados para compararse con la información obtenida del sistema experimental. El proceso se repite hasta que se alcanza $\sum t = 10min$, en ese momento los datos climatológicos se actualizan hasta que se alcanza la duración de la simulación previamente establecida.

En el caso de un radiador sin flujo es necesario establecer un criterio de conver-

gencia para el método de Newton Raphson. Este criterio se define como:

$$\left| T_r^+ - T_r \right| \leq 0.001^\circ\text{C} \quad (4.49)$$

Por último los datos son graficados y comparados contra la información experimental para determinar su correspondencia y grado de precisión. Así mismo se determina el potencial de enfriamiento del sistema.

En el capítulo siguiente se presentan los resultados obtenidos numéricamente y se comparan con los resultados obtenidos experimentalmente.

Capítulo 5

Resultados

*“Si buscas resultados distintos, no hagas
siempre lo mismo.”*

Albert Einstein

Los resultados de mediciones experimentales realizadas durante los meses de noviembre de 2009, enero y Febrero de 2010 se presentan en este capítulo. Estos datos fueron obtenidos con ayuda del sistema descrito en la sección 4.2 variando la presencia de la cubierta plástica sobre el radiador y el flujo de agua a través del sistema.

Los resultados obtenidos del modelo matemático propuesto en la sección 4.3 se comparan contra datos recabados experimentalmente. Los datos de entrada para el modelo, como se ha mencionado anteriormente, son los datos climatológicos para el período de cada prueba, el flujo de agua empleado y una temperatura inicial para el sistema.

Las gráficas que se presentan muestran la comparación entre los datos experimentales y numéricos para diversas pruebas realizadas como parte de este proyecto. La información está dividida en dos apartados principales: para un radiador con flujo y para un radiador sin flujo.

En el título de cada gráfico se indica la fecha de realización de la prueba con el formato *dd.mm.aa.* Se incluye información acerca de si la prueba se realizó con cubierta o sin ella y sobre el flujo de agua empleado. Dentro del gráfico se muestran la temperatura ambiente, la temperatura sobre la superficie del radiador en el caso de una prueba sin flujo y la temperatura dentro del tanque en caso contrario. Las temperaturas se reportan en °C en el eje *Y*. También se presenta el valor absoluto de la diferencia entre estos datos graficada en el mismo eje.

En el eje *X* se presenta el tiempo en horas desde el inicio del experimento hasta la salida del sol. A partir de este punto los datos medidos difieren de los simulados por el modelo puesto que éste no toma en cuenta el efecto de la radiación solar.

Como se mencionó en el capítulo anterior se emplearon dos termopares sobre la superficie del radiador y tres dentro del tanque. El hecho de que se reporte una única temperatura es por simplicidad. Esta temperatura se obtiene promediando los datos reportados por los sensores respectivos. El error reportado en la temperatura ambiente es la suma de los errores de cada termopar, es decir, $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$.

Se proporcionan la diferencia promedio encontrada entre los datos experimentales y simulados incluyendo su desviación estándar y la diferencia máxima obtenida. La

diferencia promedio se obtiene como:

$$\vartheta = \frac{\sum_{i=1}^{\Gamma} |T_{exp,i} - T_{sim,i}|}{\Gamma} \quad (5.1)$$

donde T_{exp} es la temperatura experimental del sistema en la superficie del radiador o en el tanque de almacenamiento ya sea que se trate de una prueba sin flujo o con flujo respectivamente. T_{sim} es la temperatura simulada por el modelo matemático en los lugares respectivos. Γ es el número de datos obtenidos. Este parámetro está definido por la frecuencia de los datos simulados que a su vez depende de los datos climatológicos.

La desviación estadar, ψ , se obtiene de la siguiente manera:

$$\psi = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{\Gamma} (|T_{exp,i} - T_{sim,i}| - \vartheta)^2}{\Gamma}} \quad (5.2)$$

En el caso de un sistema con flujo, la capacidad de enfriamiento en watts del sistema, Ξ , se define como función de la diferencia en la temperatura inicial y final dentro del tanque (promedio de los tres termopares) de la siguiente manera:

$$\Xi = \rho_{agua} L_{tanque} r_{tanque} C_{p,agua} \frac{\Delta T_{tanque}}{t_{total}} \quad (5.3)$$

donde ρ_{agua} y $C_{p,agua}$ son la densidad y capacidad calorífica del agua; L_{tanque} y r_{tanque} son las dimensiones geométricas del tanque de almacenamiento; ΔT_{tanque} es el cambio de temperatura total dentro del tanque y t_{total} es la duración total del experimento.

5.1. Resultados para un radiador sin flujo

En esta sección se presentan los resultados obtenidos para un radiador sin flujo de agua. Al pie de cada figura se proporciona la información de cada experimento así como comentarios sobre la nubosidad observada durante el período en que se realizó cada prueba.

La figura 5.1 muestra los datos para el experimento del 17 de noviembre de 2009. Se inicia a las 19:30h con una temperatura ambiente de $20 \pm 0.01^\circ\text{C}$. Se evalúa el prototipo con recubrimiento blanco sin cubierta plástica. En la superficie del radiador se tiene una temperatura inicial de $15 \pm 0.2^\circ\text{C}$. Se observa que esta temperatura desciende gradualmente conforme transcurre la noche. A las 22:00h se aprecia un incremento en la temperatura superficial del radiador alcanzándose un máximo de $18.5 \pm 0.2^\circ\text{C}$ aproximadamente a las 23:30h. Desde esa hora la temperatura comienza a descender rápidamente hasta recuperar la tendencia que tenía originalmente cerca de la 01:00h. A partir de entonces la temperatura mantiene un descenso gradual hasta alcanzar una temperatura de $11.5 \pm 0.2^\circ\text{C}$ a las 06:00h. La información sobre nubosidad reportada para esta noche fue de ligeras nubes pasajeras y es a este factor al que se atribuye el incremento en la temperatura observado entre las 22:00 y 24:00h. Durante todo el experimento se observan fluctuaciones de alta frecuencia debidas al viento puesto que el radiador no tiene cubierta plástica. En la misma figura se incluyen los datos simulados. La temperatura inicial del modelo es de 17°C y se observa

que desciende gradualmente a lo largo de la noche siguiendo la misma tendencia que los datos experimentales.

Aunque dentro del intervalo comprendido entre las 23:30h y las 01:00h no se aprecia el incremento de temperatura observado en los datos experimentales si se observa una desviación del comportamiento general simulado. Puesto que el modelo no toma en cuenta el factor de nubosidad, el desviamiento puede atribuirse a la ganancia de calor por parte del radiador provocada por un incremento en la velocidad del viento que ha coincidido con el paso de nubes. La diferencia promedio encontrada entre los datos experimentales y simulados para esta noche es de 1.05°C con desviación estándar de 0.97°C y una diferencia máxima de 4.33°C .

La figura 5.2 muestra los datos experimentales y simulados para la noche del 18 de noviembre de 2009. El experimento inicia a las 20:00h con una temperatura ambiente de $20 \pm 0.01^{\circ}\text{C}$. Se evalúa el radiador con recubrimiento negro y blanco sin cubiertas plásticas. La temperatura inicial del prototipo blanco es de $16 \pm 0.01^{\circ}\text{C}$ y del negro $15 \pm 0.02^{\circ}\text{C}$. Para esta noche se reporta un cielo despejado de nubes. Se observa que la temperatura de los radiadores disminuye gradualmente hasta los $11 \pm 0.2^{\circ}\text{C}$ a las 06:00h. Se aprecian fluctuaciones de alta frecuencia ocasionadas por el viento debido a que los prototipos no cuentan con cubierta plástica durante este experimento. Los datos simulados para este experimento siguen de cerca los datos experimentales. En el caso del prototipo blanco se tiene una diferencia promedio de 0.6°C con una desviación estándar de 0.47°C y una diferencia máxima de 1.92°C . En el

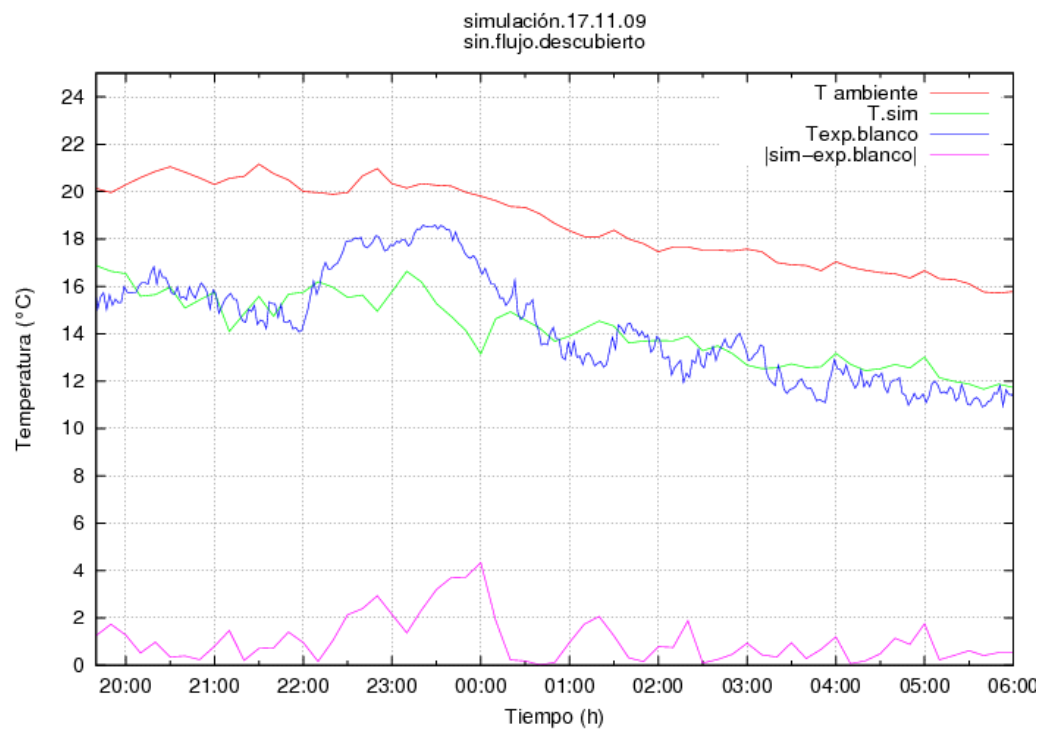


Figura 5.1: Datos experimentales y simulados para la prueba del 17 de noviembre de 2009. Se evalúa el prototipo blanco sin cubierta plástica.

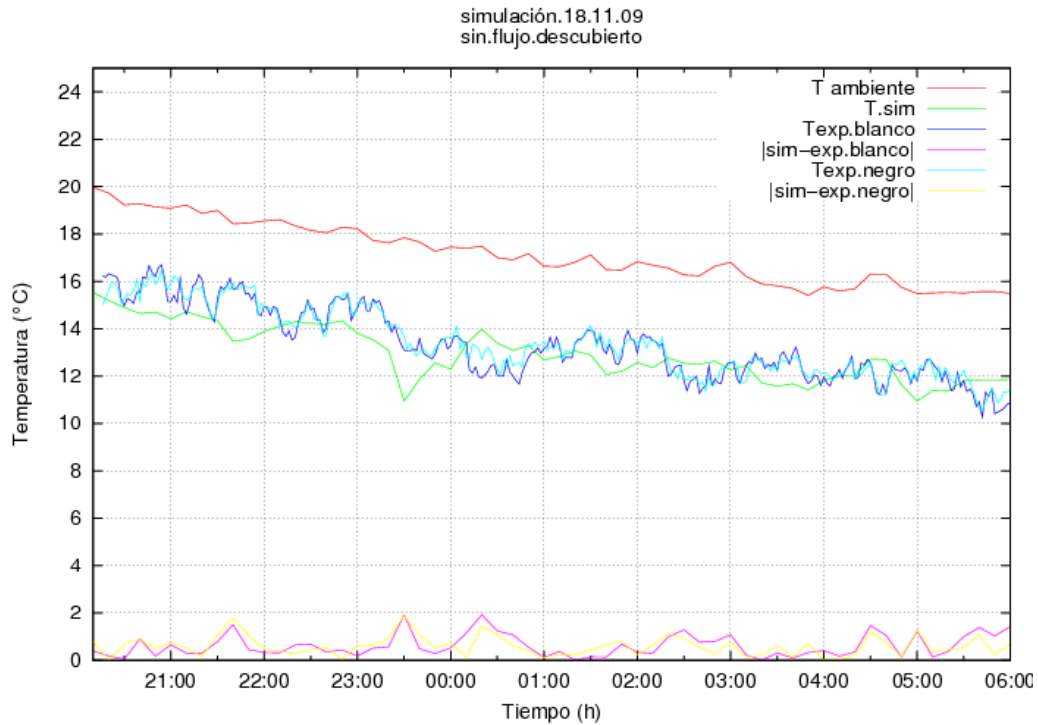


Figura 5.2: Datos experimentales y simulados para la prueba del 18 de noviembre de 2009. Se evalúan los prototipos blanco y negro sin cubierta plástica.

caso del prototipo negro la diferencia promedio es de 0.58°C con desviación estándar de 0.41°C y diferencia máxima de 1.88°C .

La figura 5.3 muestra los datos experimentales y simulados para la noche del 30 de noviembre de 2009. Durante este experimento se reporta un cielo ligeramente nublado toda la noche. Se evalúa el prototipo negro sin cubierta plástica. La temperatura ambiente inicial es de $21 \pm 0.01^{\circ}\text{C}$. La temperatura en la superficie del radiador es de $19.5 \pm 0.2^{\circ}\text{C}$ al inicio del experimento. Se observa que esta temperatura se mantiene muy próxima a la temperatura ambiente durante el transcurso de la prueba con

fluctuaciones de alta frecuencia debidas al viento. La temperatura en la superficie del radiador desciende gradualmente hasta alcanzar los $15.5 \pm 0.2^{\circ}\text{C}$ a las 06:00h. Los datos simulados para esta prueba muestran una tasa de descenso similar a los datos experimentales pero desplazados aproximadamente 3°C por debajo de estos. En la simulación se aprecia un descenso marcado en la temperatura entre las 22:00 y 23:00h. Este descenso probablemente se debe a una disminución momentánea en la velocidad del viento. La frecuencia de muestro en los datos climáticos puede provocar que un dato atípico ocasione que los datos calculados para ese período de tiempo estén fuera de la tendencia general. La diferencia promedio fue de 2.90°C con una desviación estándar de 1.03°C y una diferencia máxima de 5.75°C .

En la figura 5.4 se muestran los datos experimentales y simulados para la prueba del 13 de enero de 2010. Se evalúa el radiador negro sin cubierta plástica. La temperatura ambiente al inicio del experimento es de $18 \pm 0.01^{\circ}\text{C}$ y de $13 \pm 0.2^{\circ}\text{C}$ sobre la superficie del radiador. El reporte de experimentos registra un cielo despejado durante esta prueba. Se observa que desciende de manera gradual desde el inicio de la prueba a las 19:00h hasta las 23:00 h aproximadamente. A partir de este momento la temperatura se estabiliza alrededor de los 9°C . La temperatura del radiador se mantiene entre 4 y 5°C por debajo de la temperatura ambiente durante casi toda la prueba. Los datos obtenidos de la simulación concuerdan bien con los datos experimentales con una diferencia promedio de 1.32°C , desviación estándar de 0.8°C y una diferencia máxima de 3.14°C . Se aprecian diversos picos en los datos experimentales

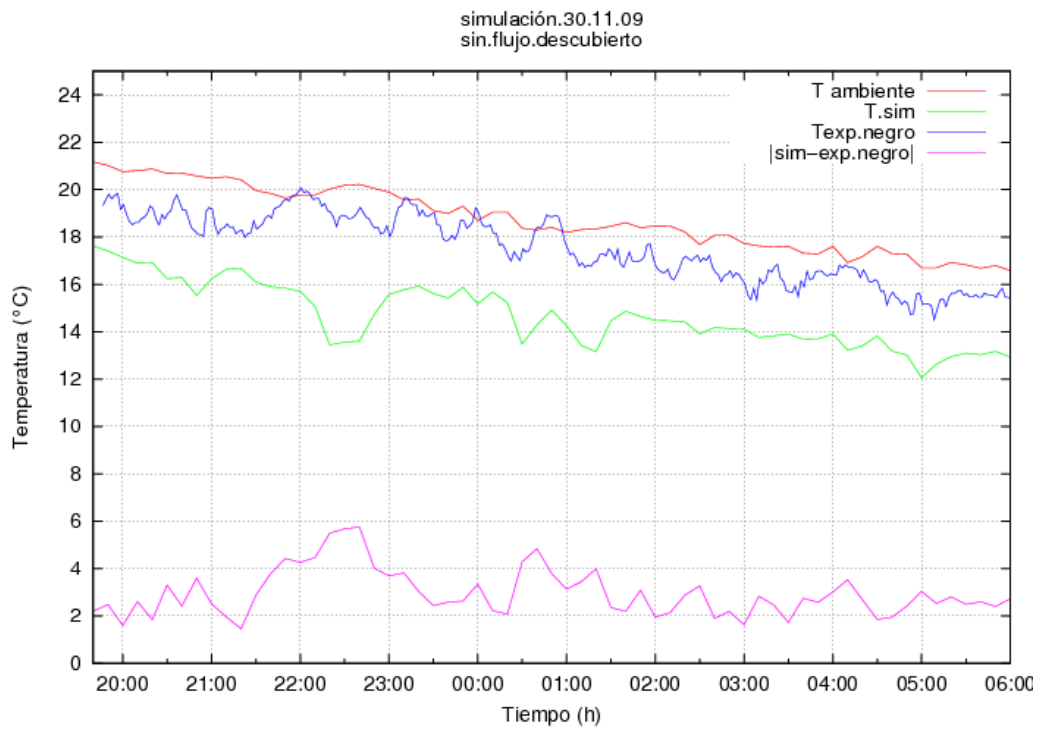


Figura 5.3: Datos experimentales y simulados para la prueba del 30 de noviembre de 2009. Se evalúa el prototipo negro sin cubierta plástica.

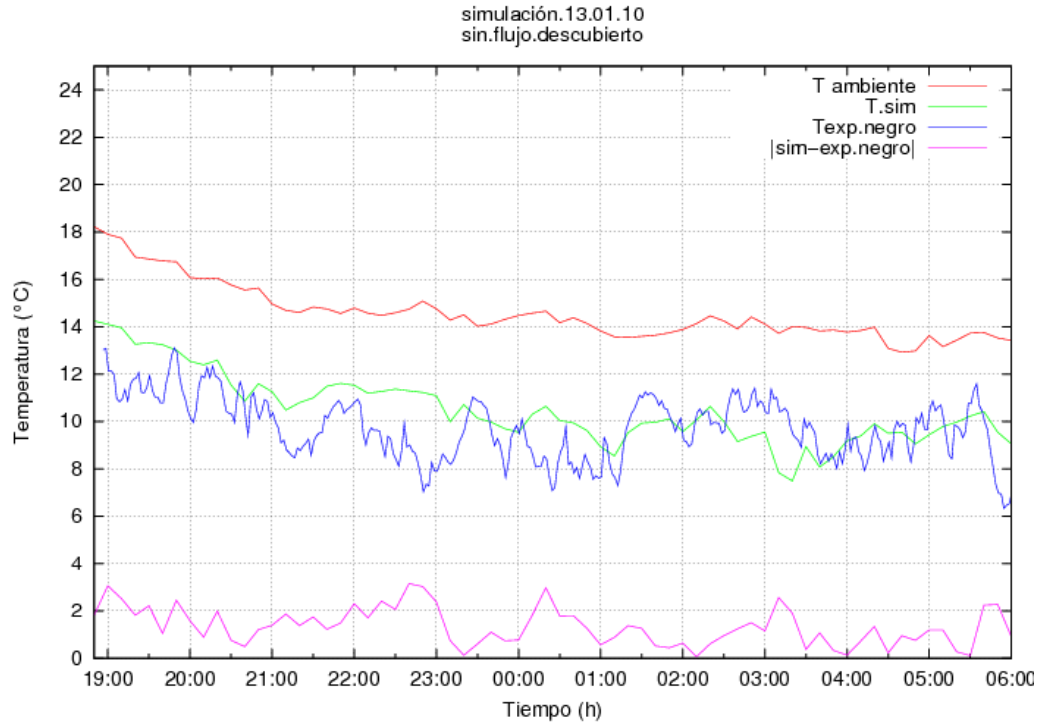


Figura 5.4: Datos experimentales y simulados para la prueba del 13 de enero de 2010. Se evalúa el prototipo negro sin cubierta plástica.

a lo largo de la prueba en donde la temperatura del radiador sufre un aumento del orden de 2°C . Estos picos se atribuyen al viento. Puesto que los datos meteorológicos de que se disponen tiene una frecuencia de muestreo de 10min y en los datos de temperatura en el radiador es de 2min es claro que una comparación directa no es sencilla. El modelo matemático simula bien la tendencia pero debido a la limitación en los datos de entrada se pierde resolución.

La tabla 5.1 muestra un resumen de los datos obtenidos para las pruebas de radiador sin flujo y sin cubierta plástica:

| Prueba | Recubrimiento | Dif. promedio (°C) | Desv. estándar (°C) | Dif. máxima (°C) |
|-----------|---------------|-----------------------|------------------------|---------------------|
| 17/nov/09 | Blanco | 1.05 | 0.97 | 4.33 |
| 18/nov/09 | Blanco | 0.6 | 0.47 | 1.92 |
| 18/nov/09 | Negro | 0.58 | 0.41 | 1.88 |
| 30/nov/09 | Negro | 2.90 | 1.03 | 5.75 |
| 13/ene/10 | Negro | 1.32 | 0.80 | 3.14 |

Tabla 5.1: Diferencia promedio, desviación estándar y diferencia máxima entre los datos experimentales y simulados para pruebas realizadas sin flujo de agua y sin cubierta plástica.

A continuación se presenta algunos resultados para pruebas realizadas con los prototipos cubiertos y sin flujo de agua. La principal característica que se observa es la ausencia de las fluctuaciones de alta frecuencia observadas en los casos anteriores debidas al viento. El aislamiento de los efectos convectivos permite observar las fluctuaciones ocasionadas por las nubes. Este efecto solo se aprecia en los datos experimentales puesto que el modelo no toma en cuenta la nubosidad.

La figura 5.5 muestra los datos experimentales y simulados para la prueba realizada el 30 de noviembre de 2009. Se evalúa el prototipo blanco con cubierta plástica. La temperatura ambiente al inicio es de $21 \pm 0.01^\circ\text{C}$ y $12.5 \pm 0.2^\circ\text{C}$ sobre la superficie del radiador. La temperatura del prototipo desciende gradualmente a lo largo de la

prueba. A las 21:30h se observa un marcado incremento en la temperatura hasta alcanzar un máximo de $14.5 \pm 0.2^\circ\text{C}$ a las 22:00h. Entre las 22:00h y las 22:30h la temperatura desciende de nuevo rápidamente y vuelve a elevarse ligeramente hasta un nuevo máximo de $13.0 \pm 0.2^\circ\text{C}$. El prototipo recupera su tendencia original hasta las 23:30h y la mantiene hasta las 00:30h. En este momento la temperatura sufre un nuevo incremento muy marcado y alcanza los $13 \pm 0.2^\circ\text{C}$ aproximadamente a las 00:45h. A partir de las 01:15h el prototipo vuelve a tener un comportamiento suave hasta llegar a $8.5 \pm 0.2^\circ\text{C}$ a las 06:00h. Se aprecia claramente el efecto de la cubierta plástica que aísla al radiador de los efectos convectivos del viento puesto que los datos experimentales ya no se observan las fluctuaciones de alta frecuencia observadas en los casos anteriores. Los datos simulados siguen la tendencia de los datos experimentales con una diferencia promedio de 1.33°C y desviación estándar de 0.94°C . En general se aprecia que el modelo sobre estima la capacidad de enfriamiento del sistema ya que los datos simulados se encuentran siempre por debajo de los datos reales. La diferencia máxima de 4.35°C se encuentra durante unos de los picos observados en los datos experimentales. Estos picos se deben probablemente a nubes pajeras a pesar de que en el reporte de experimentación indica un cielo despejado. Durante esta prueba se evaluaron ambos prototipos al mismo tiempo. El radiador negro con cubierta y el blanco descubierto. El radiador descubierto (5.3) muestra un comportamiento menos estable y con una temperatura del orden de 8°C por encima del caso cubierto. Esto se atribuye a la ausencia de los efectos convectivos del viento

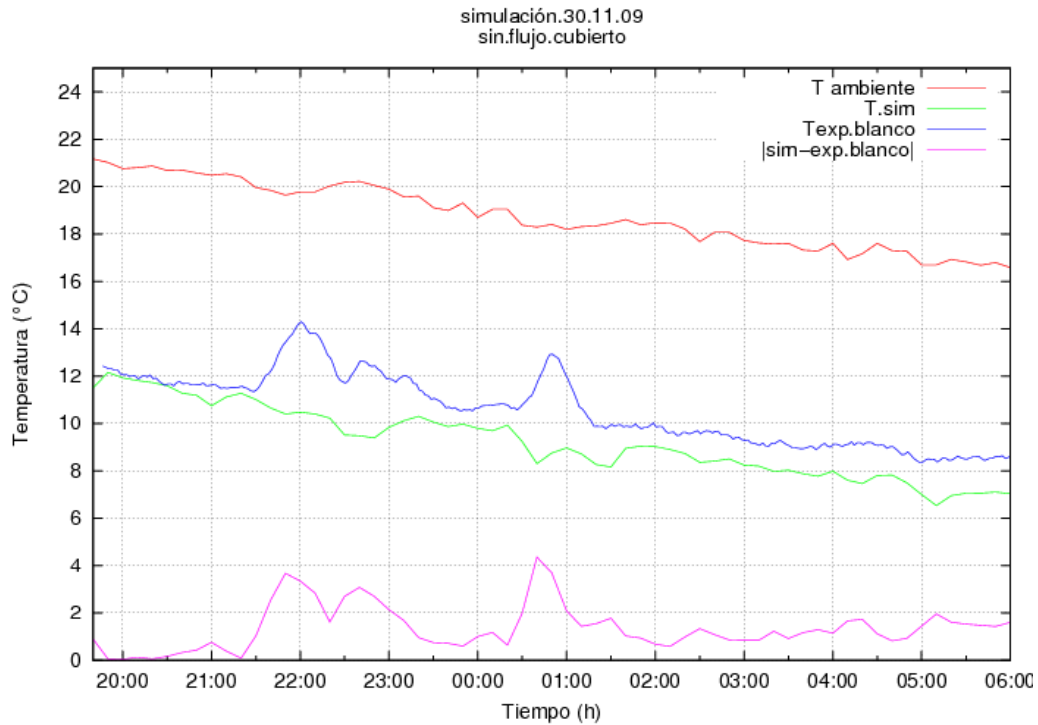


Figura 5.5: Datos experimentales y simulados para la prueba del 30 de noviembre de 2010. Se evalúa el prototipo blanco con cubierta plástica.

que limita la transferencia de calor hacia la superficie del radiador.

La figura 5.6 presenta los datos experimentales y simulados para la prueba de la noche del 13 de enero de 2010. Se evalúa el prototipo blanco con cubierta plástica. La prueba inicia a las 19:00h con una temperatura ambiente de $18 \pm 0.01^\circ\text{C}$. El prototipo inicia el experimento con una temperatura de $8 \pm 0.2^\circ\text{C}$ sobre su superficie. Esta temperatura desciende gradualmente hasta alcanzar aproximadamente los $4 \pm 0.2^\circ\text{C}$ a las 23:00h. A partir de este momento se observan grandes fluctuaciones que son ocasionadas por nubes. En esta prueba puede apreciarse que el efecto de nubosidad

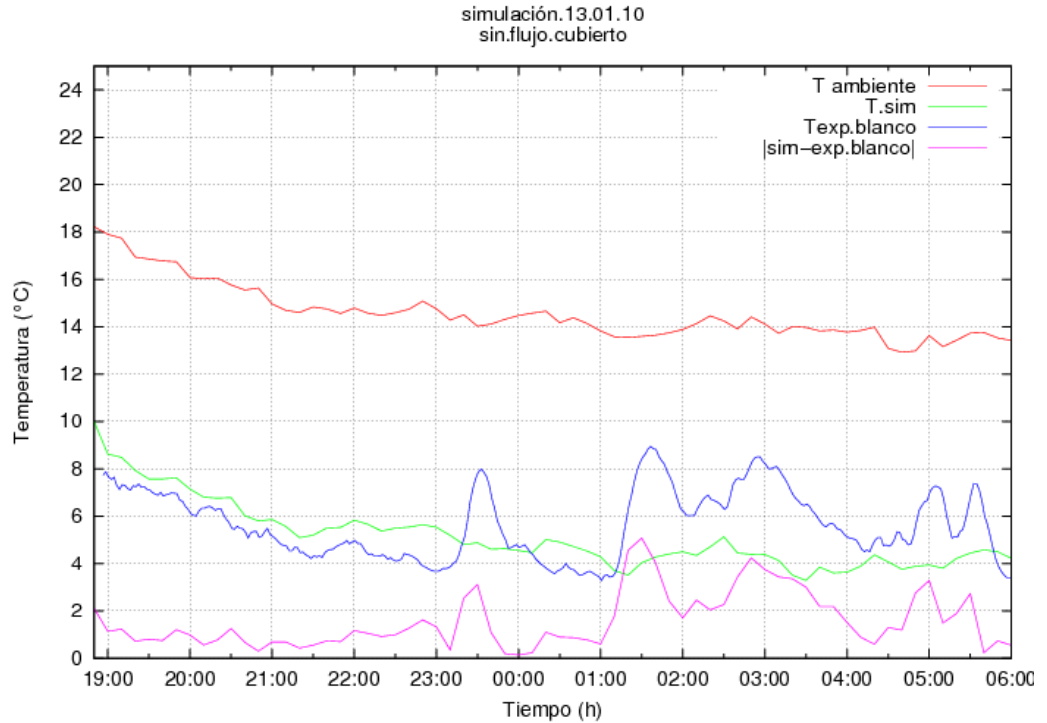


Figura 5.6: Datos experimentales y simulados para la prueba del 13 de enero de 2010. Se evalúa el prototipo blanco con cubierta plástica.

tiene un efecto de hasta 5°C a las 01:30h en la temperatura del radiador. La simulación sigue de cerca los datos experimentales hasta las 23:00h, momento en que comienzan las fluctuaciones. En esta prueba, el modelo subestima el potencial del prototipo en 1.55°C en promedio con diferencia estándar de 1.17°C . La diferencia máxima de 5.07°C ocurre a las 01:00h y se debe al paso de nubes como en casos anteriores.

La figura 5.7 muestra los resultados experimentales y simulados para la prueba del 14 de enero de 2010. Se evalúa el prototipo blanco con cubierta plástica. El reporte de experimentación indica que durante esta noche se presentó un cielo fuertemente

nublado durante el transcurso de la prueba. Esto se aprecia en las fuertes fluctuaciones de temperatura observables en los resultados obtenidos. Los datos simulados no concuerdan con los experimentales debido a las condiciones de nubosidad. Sin embargo, de acuerdo a los resultados anteriores es posible afirmar que el modelo indica el comportamiento que el prototipo tendría en ausencia de nubes. Es importante notar que incluso bajo condiciones climáticas de fuerte nubosidad el prototipo es capaz de enfriarse por debajo de la temperatura ambiente. Esto se debe al empleo de la cubierta plástica ya que bajo condiciones de nubosidad semejantes pero descubierto (ver figura 5.3) la temperatura del sistema se mantiene muy próxima a la ambiente. La diferencia promedio encontrada para esta prueba es de 2.93°C con desviación estándar de 1.92°C . Datos altos comparados con el resto de las pruebas. La diferencia máxima de 6.47°C es encontrada hacia el final de la prueba puesto que las nubes no permiten el enfriamiento gradual que se observa indica el modelo.

La figura 5.8 muestra los datos experimentales y simulados para la prueba del 18 de enero de 2010. Se evalúa el prototipo blanco con cubierta plástica. La temperatura ambiente al inicio del experimento es superior a los 25°C . El radiador comienza la prueba con una temperatura superficial de $18 \pm 0.2^{\circ}\text{C}$. En general se observa un comportamiento suave de descenso en su temperatura hasta alcanzar los $6 \pm 0.2^{\circ}\text{C}$ a las 06:00h. El reporte de experimentación indica condiciones ambiente libres de nubosidad, aunque de acuerdo a los datos mostrados en la figura entre las 19:00 y 20:30h es probable que nubes ligeras hayan pasado en el sitio de prueba provocando estas

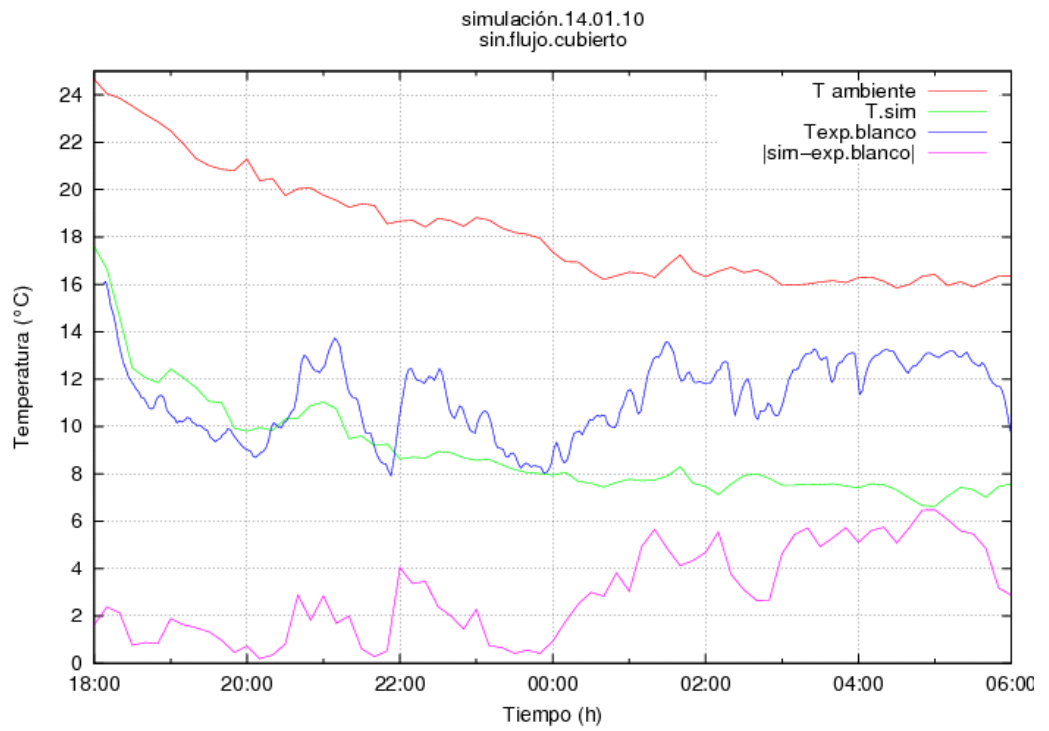


Figura 5.7: Datos experimentales y simulados para la prueba del 14 de enero de 2010. Se evalúa el prototipo blanco con cubierta plástica.

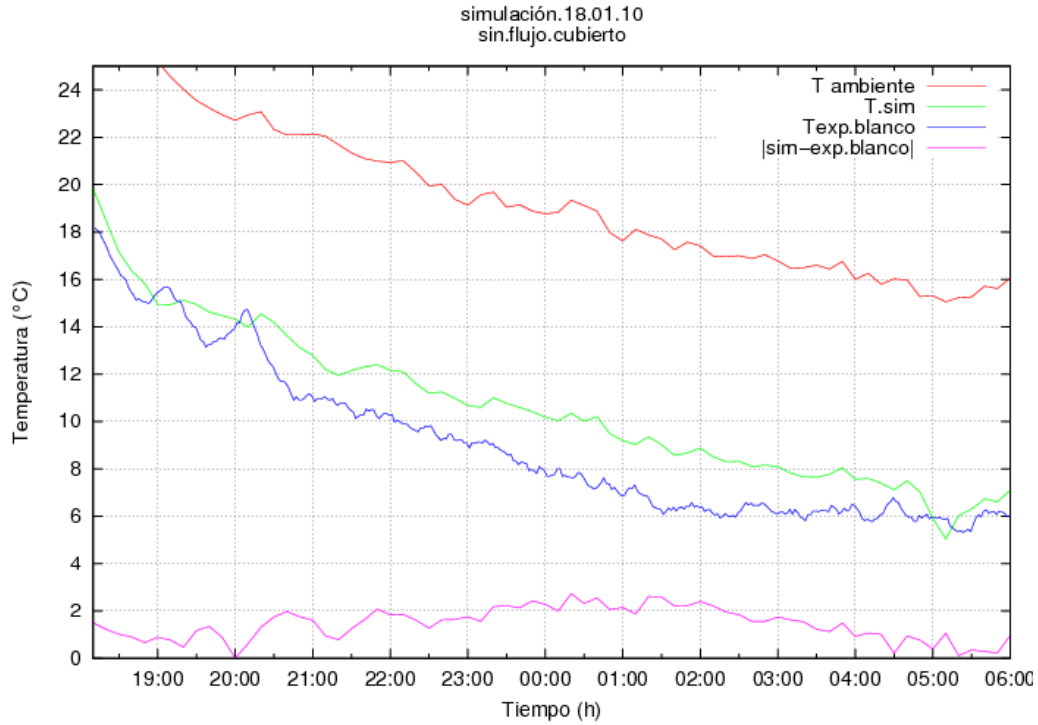


Figura 5.8: Datos experimentales y simulados para la prueba del 18 de enero de 2010. Se evalúa el prototipo blanco con cubierta plástica.

fluctuaciones. El modelo matemático muestra una tendencia de enfriamiento similar a los datos experimentales. Sin embargo subestima el potencial de enfriamiento del prototipo en 1.43°C en promedio con desviación estándar de 0.69°C . La diferencia máxima es de 2.72°C .

La tabla 5.2 muestra un resumen de los datos obtenidos para las pruebas de radiador sin flujo y con cubierta plástica.

| Prueba | Recubrimiento | Dif. promedio (°C) | Desv. estándar (°C) | Dif. máxima (°C) |
|-----------|---------------|-----------------------|------------------------|---------------------|
| 30/nov/09 | Blanco | 1.33 | 0.94 | 4.35 |
| 13/ene/09 | Blanco | 1.55 | 1.17 | 5.07 |
| 14/ene/09 | Blanco | 2.93 | 1.92 | 6.47 |
| 18/ene/09 | Blanco | 1.43 | 0.69 | 2.72 |

Tabla 5.2: Diferencia promedio, desviación estándar y diferencia máxima entre los datos experimentales y simulados para pruebas realizadas sin flujo de agua y con cubierta plástica.

5.2. Resultados para un radiador con flujo

En esta sección se presentan los resultados obtenidos para un radiador con flujo de agua y sin cubierta plástica. El tanque de almacenamiento está lleno (150l) y el flujo de agua se establece en el mínimo registrable (0.8l/min). La temperatura dentro del tanque es el promedio de las temperaturas reportadas por los tres termopares en su interior. El error asociado a esta operación es $\pm 0.3^\circ\text{C}$.

La figura 5.9 presenta los resultados experimentales y simulados para la prueba del 9 de noviembre de 2009. Este experimento se realiza con el prototipo negro descubierto, un volumen de agua de 150l y un flujo de agua entre tanque y radiador de 0.8l/min. La temperatura ambiente inicial es de $20 \pm 0.01^\circ\text{C}$. La temperatura

inicial dentro del tanque de almacenamiento es de $26 \pm 0.3^\circ\text{C}$. Se observa un comportamiento con menos fluctuaciones tanto en los datos experimentales como en los simulados. A diferencia de lo observado en las pruebas sin flujo el agua no responde con rapidez a los efectos convectivos del viento debido a su gran capacidad calorífica. La diferencia promedio encontrada entre los datos experimentales y simulados es de 2.4°C con desviación estándar de 0.83°C . El aumento en la diferencia entre los datos numéricos y experimentales puede deberse a un factor. En la imagen se muestran las temperaturas ambiente registradas por la estación metereológica y en sitio. Puede apreciarse un marcado aumento en los datos proporcionados por la estación entre las 21:00h y 00:00h. La simulación se lleva a cabo tomando en cuenta estos datos y provoca un mayor distanciamiento de los resultados experimentales. La capacidad de enfriamiento estimada por el modelo es de $68.63\text{W}/\text{m}^2$ mientras que la obtenida por el sistema experimental es de $100.81\text{W}/\text{m}^2$.

La figura 5.10 muestra los resultados experimentales y simulados para la prueba del 16 de noviembre de 2009. Este experimento se realiza con el prototipo negro descubierto, un volumen de agua de 150l y un flujo de agua entre tanque y radiador de 0.8l/min. La temperatura ambiente inicial es de $21 \pm 0.01^\circ\text{C}$. La temperatura inicial del agua dentro del tanque es de $26 \pm 0.3^\circ\text{C}$. La figura muestra un descenso gradual de la temperatura con un punto de inflexión alrededor de las 23:00h. A partir de este momento el ritmo de enfriamiento se incrementa ligeramente. Este punto de inflexión puede estar relacionado con una disminución en la cantidad de nubes en el cielo. La

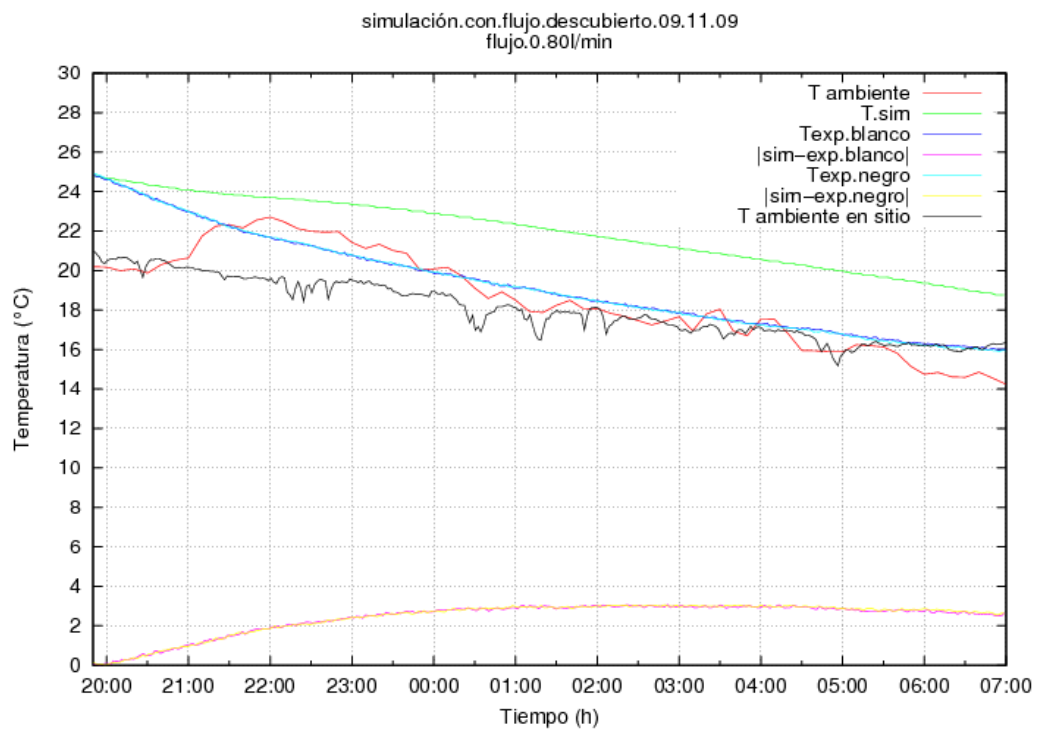


Figura 5.9: Datos experimentales y simulados para la prueba del 09 de noviembre de 2009. Se evalúa el prototipo negro descubierto.

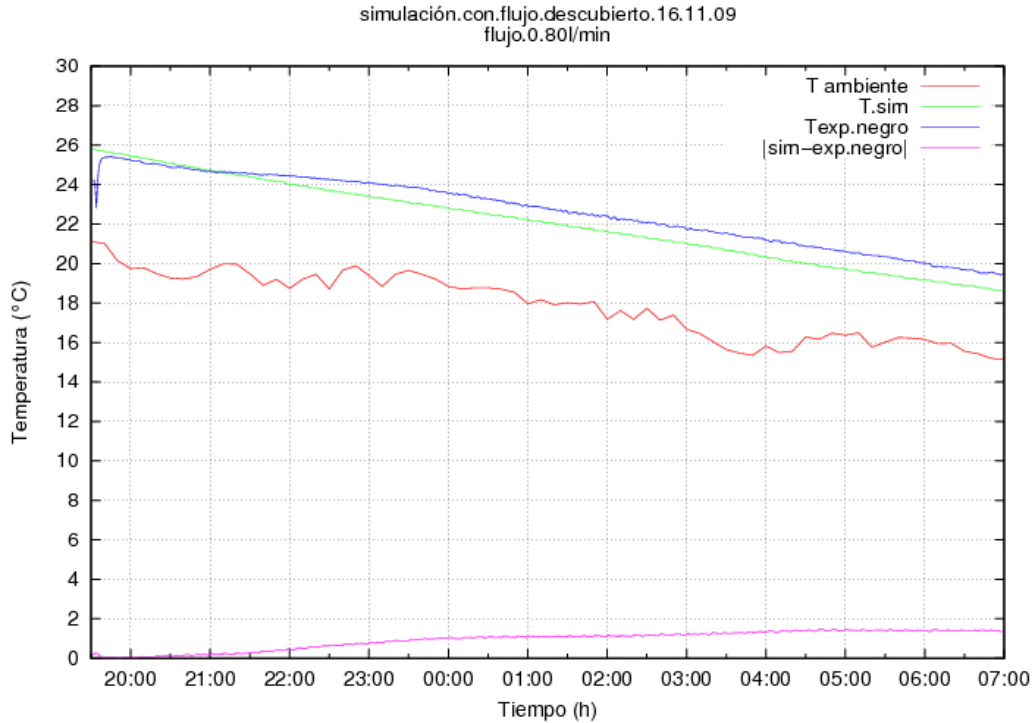


Figura 5.10: Prueba del 16 de noviembre de 2009. Se evalúa el prototipo negro sin cubierta plástica, con un flujo de agua de 0.8l/min y volumen de agua de 150l.

temperatura final del agua dentro del tanque es de 19.6°C a las 07:00h mientras que el modelo estima una temperatura final de 18.62°C. La diferencia promedio entre los datos numéricos y experimentales es de 0.93°C con una desviación estándar de 0.46°C y una diferencia máxima de 1.48°C. La capacidad de enfriamiento estimada por el modelo matemático es de 80W/m² mientras que la del sistema experimental es de 70W/m².

Capítulo 6

Conclusiones

“La frase más excitante que se puede oír en ciencia, la que anuncia nuevos descubrimientos, no es ‘¡Eureka!’ (¡Lo encontré!) sino ‘Es extraño...’”

Isaac Asimov

EN este capítulo se presentan las conclusiones de los resultados expuestos en el capítulo anterior. En la comparación entre los datos numéricos y experimentales para el caso de un radiador descubierto sin flujo se aprecia que el modelo matemático describe muy bien el comportamiento del sistema experimental. Las principales diferencias se deben al efecto convectivo del viento puesto que la información con que se alimenta el modelo no tiene la misma frecuencia de muestro que los datos que recoge el sistema adquisidor de datos que mide las condiciones de los prototipos. Sin embargo en ambos casos, numérico y experimental, se observa que la transferen-

cia de calor debida al viento se traduce en fluctuaciones de alta frecuencia y baja amplitud en la temperatura de la superficie del radiador. También es importante notar que el modelo matemático no incluye el efecto de nubosidad y esto se aprecia en los marcados aumentos de temperatura del orden de 4°C en cortos períodos de tiempo en días donde se reporta el paso de nubes sobre el sitio de experimentación.

La comparación entre resultados numéricos y experimentales para el caso de un radiador cubierto sin flujo demuestran que el modelo matemático reproduce de manera satisfactoria el efecto de una cubierta plástica para aislar los efectos convectivos. En los datos experimentales se aprecia la desaparición de las fluctuaciones de alta frecuencia observado en el caso descubierto y en los resultados numéricos se advierte también su ausencia. En este caso las principales diferencias se deben únicamente al efecto de las nubes cuyo efecto el modelo no incluye.

El efecto de la capa de plástico para proteger al radiador de los efectos convectivos del viento permite obtener un gradiente de temperatura mayor (del orden de 8°C) respecto al caso descubierto. Este efecto también es reproducido de forma satisfactoria por el modelo matemático.

En cuanto a las diferencias entre datos experimentales y numéricos se encuentra una buena correlación siendo la diferencia promedio y la desviación estándar del orden de 1°C .

Para el caso de los datos experimentales en un sistema con flujo se observa una caída de entre 6°C y 9°C en la temperatura del agua contenida dentro del tanque.

Como validación del modelo, se han presentado dos experimentos realizados con el prototipo negro, ambos descubiertos y con un flujo de agua de $0.8l/min$. En el primero (9 de noviembre de 2009) se observa una marcada diferencia con los datos experimentales desde el inicio del experimento. Este comportamiento se atribuye a una diferencia encontrada entre la temperatura ambiente registrada en el sitio del experimento y a la registrada por la estación metereológica. Esta diferencia es de aproximadamente $3^{\circ}C$ y es del mismo orden de la que se observa entre los datos numéricos y experimentales durante el resto del experimento. Para la segunda prueba (16 de noviembre de 2009) se observa una mejor correlación aunque se mantiene el efecto desviación conforme avanza el experimento alcanzando hasta $1^{\circ}C$ de diferencia respecto a los datos experimentales. La capacidad de enfriamiento experimental observada es de $70W/m^2$ y $100.81W/m^2$ respectivamente mientras que la calculada con el modelo es de $68.63W/m^2$ y $80W/m^2$ respectivamente. Estos datos se encuentran dentro del rango de potenciales de enfriamiento reportados en la literatura [10,12,29]

Se observa que la diferencia entre los datos numéricos y experimentales en general tiende a aumentar conforme el tiempo avanza. Esto se debe a la acumulación de desviaciones respecto al comportamiento real.

En general las desviaciones más grandes entre los datos medidos y los numéricos están asociados a condiciones ambiente caracterizadas por fuerte nubosidad. Como se explicó en el capítulo 3 el potencial de enfriamiento del sistema es altamente dependiente de esta variable. Existen modelos [32] que toman en cuenta el factor de

nubosidad en el potencial de enfriamiento de un radiador mediante un parámetro n definido como el porcentaje de nubosidad observado en el momento de la medición. Sin embargo, el empleo de un modelo de esta naturaleza implicaría un conocimiento *a priori* de las condiciones de nubosidad que existirán para un período dado. Encontrar una relación entre condiciones ambiente que puedan predecirse con relativa facilidad, tal como la temperatura ambiente o la humedad relativa, con la nubosidad es algo que podría mejorar mucho el modelo que se ha propuesto.

El modelo matemático reproduce satisfactoriamente el comportamiento del sistema sin flujo de agua tanto cubierto como descubierto. También permite estimar el potencial de enfriamiento para un sistema con flujo de agua obteniendo potenciales de enfriamiento del orden de los reportados en la literatura.

Bibliografía

- [1] International Energy Agency, *World Energy Outlook 2009*, www.iea.org, 2009.
- [2] Secretaría de Energía, *Ventas internas de energía eléctrica*, Estadísticas de energía - Información básica 1999-2009, www.sener.gob.mx, 2009.
- [3] Comisión Federal de Electricidad, *Recomendaciones para el ahorro de energía en casas habitación*, www.cfe.gob.mx, 2009.
- [4] Givoni B., *Passive and Low Energy Cooling for Buildings*, Ed. Wiley, 1994.
- [5] Ramos G., Fiscal R., Maqueda M., Sada J., Buitrón H., *Variables que influyen en el consumo de energía eléctrica*, Boletín IEE enero/febrero, 1999
- [6] Norma Oficial Mexicana NOM-008-ENER-2001, *Eficiencia energética en edificaciones: envolvente de edificios no residenciales*, México: Diario Oficial de la Nación, 2001.
- [7] Modest M., *Radiative Heat Transfer*, Ed. Academic Press, 2da Edición, 2003.

-
- [8] Yanaas S., Erell E., Molina J. L., *Roof Cooling Techniques: A Design Handbook*, Ed. Earthscan, London, 2006.
- [9] Moraes J., Mammou M., Le Palec G., Daguinet M., Kluppel R. P., *Elaboration d'un système de refroidissement d'air utilisant les radiations nocturnes*, Acte du Colloque International, 1994.
- [10] Erell E., Etzion Y., *Analysis and experimental verification of an improved cooling radiator*, Renewable Energy, V 16, pp 700-703, 1999.
- [11] Dimoudi A., Androutsopoulos A., *The cooling performance of a radiator based roof component*, Solar Energy, V 80, pp 1039-1047, 2006.
- [12] Wang Y., Cui Y., Zhu L., Han L., *Experiments on novel solar heating and cooling system*, Energy Conversion and Management, V 49, pp 2083-2089, 2008.
- [13] Bagiorgas H. S., Mihalakakou G., *Experimental and theoretical investigation of a nocturnal radiator for space cooling*, Renewable Energy, V 33, pp 1220-1227, 2008.
- [14] Chotivisarut N., Kiatsiriroat T., *Cooling load reduction of a building by seasonal nocturnal cooling water from thermosyphon heat pipe radiator*, Int. J. Energy Research, V 33, pp 1089-1098, 2009.
-

-
- [15] González E. M., *Enfriamiento radiativo en edificaciones*, Instituto de Investigaciones de la Facultad de Arquitectura y Diseño, Universidad de Zulia, Maracaibo Venezuela, 2002.
- [16] Miriel J., Serres L., Trombe A., *Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions*, Applied Thermal Engineering, V 22, pp 1861-1873, 2002.
- [17] Jeong J.-W., Mumma S. A., *Simplified cooling capacity estimation model for top insulated metal ceiling radiant cooling panels*, Applied Thermal Engineering, V 24, pp 2055-2072, 2004.
- [18] Chowdhury A. A., Rasul M. G., Khan M. M. K., *Thermal-comfort analysis and simulation for various low-energy cooling-technologies applied to an office building in a subtropical climate*, Applied Energy, V 85, pp 449-462, 2008.
- [19] Memon R. A., Chirarattananon S., Vangtook P., *Thermal comfort assessment and application of radiant cooling: A case of study*, Building and Environment, V 43, pp 1185-1196, 2008.
- [20] Best R., Juárez M., Mayer E., Olalde G., Pilatowsky I., *Contribución al estudio de las aplicaciones térmicas de la energía solar*, Memorias de la IX Conferencia Inter-Americana en Tecnología de Materiales, pp 608-613, Caracas Venezuela, 1975.
-

-
- [21] Pilatowsky I., *Perspectivas de utilización del fenómeno de enfriamiento radiativo nocturno en la república mexicana*, Memorias del VI Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, pp 50-54, México, 1980.
- [22] Bell E., Eisner L., Young J., Oetjen R. A., *Spectral Radiance of Sky and Terrain at Wavelengths between 1 and 20 Microns. II. Sky Measurements*, Journal of the Optical Society of America, V 50, pp 1313-1320, 1960.
- [23] Berdahl P., Fromberg R., *The thermal radiance of clear skies*, Solar Energy, V 29, pp 299-314, 1982.
- [24] Berdahl P., Martin M., *Emissivity of clear skies*, Solar Energy, V 23, pp 663-664, 1984.
- [25] Martin M., Berdahl P., *Summary of results from the spectral and angular sky radiation measurements program*, Solar Energy, V 33, pp 241-252, 1984..
- [26] Awanou C.N., *Clear sky emissivity as a function of the zenith direction*, Renewable Energy, V 13, pp 227-248, 1998.
- [27] Landro B., McCormick P. G., *Effect of Surface Characteristics and Atmospheric Conditions on Radiative Heat Loss to a Clear Sky*, Int. J. Heat Mass Transfer, V 23, pp 613-620, 1980.
- [28] Berdhal P., Martin M., Sakkal F., *Thermal performance of radiative cooling panels*, Int. J. Heat Mass Transfer, V 26, pp 871-880, 1983.
-

-
- [29] Mihalakakou G., Ferrante A., Lewis J.O., *The cooling potential of a metallic nocturnal radiator*, Energy and Buildings, V 28, pp 251-256, 1998.
- [30] Catalanotti S., Cuomo V., Piro G., Ruggi D., Silvestrini V., Troise G., *The radiative cooling of selective surfaces*, Solar Energy, V 17, pp 83-89, 1974.
- [31] Harrison A. W., Walton M. R., *Radiative cooling of TiO₂ white paint*, Solar Energy, V 20, pp 185-188, 1978.
- [32] Sayigh A. A. M., McVeigh J. C., *Solar Air Conditioning And Refrigeration*, Renewable Energy Series, Ed. Pergamon Press, 1ra Edición, 1992.
- [33] Kondrat'yev K. Y., *Radiative heat exchange in the atmosphere*, Ed. Pergamon Press, 1965.
- [34] Duffie J., Beckman W., *Solar engineering of thermal process*, Ed. John Wiley & Sons, 2da Edición, 1980.
- [35] Incropera F. P., DeWitt D. P., *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Ed. Prentice Hall, 4ta Edición, 1996.
- [36] Contribución de Wikipedia, *Electromagnetic spectrum*, *Wikipedia, The Free Encyclopedia*, http://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Electromagnetic_spectrum&oldid=377967204 (Febrero, 2010).
-