

PAGINACION VARIA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

8
Lej.

FACULTAD DE CIENCIAS

ANALISIS TERMODINAMICO DE UN SISTEMA
DE INCUBACION SOLAR

TESIS

Que para obtener el título de:

F I S I C O

presenta

TEODORO JUAN CAÑO MIGUEL

MEXICO D.F.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1994



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 está 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.

Agradecimientos

Deseo expresar mi agradecimiento a las siguientes personas e instituciones por sus consejos y apoyo:

A mi Madre, quien en las condiciones más adversas realizó enormes esfuerzos para mantenerme dentro del ámbito escolar.

Al Dr. Jesús Antonio del Río Portilla, Director de la Tesis, quien con su entusiasmo, humildad y decidido apoyo, contribuyó significativamente en la realización de este proyecto.

A los integrantes de la comisión dictaminadora: Dr. Mariano López de Haro, Dr. Marco Antonio Martínez Negrete, Dr. Jorge Humberto Arce Rincón y M. en C. Federico Vázquez Hurtado. Quienes revisaron el manuscrito, dando generosamente su tiempo y experiencia. Debo expresar mi gratitud al Dr. Mariano López de Haro, quien me hizo muchas y muy valiosas sugerencias.

A la Escuela Nacional Preparatoria, que me permitió contar con las facilidades y el tiempo indispensable para lograr la conclusión de uno de mis objetivos.

INDICE

INTRODUCCION	1
CAPITULO I. ASPECTOS TERMODINAMICOS DE UNA CAMARA DE INCUBACION Y EL RECURSO SOLAR	4
1.1 Proceso de incubación	4
1) Antecedentes	4
ii) Clasificación de las incubadoras	4
iii) Factores físicos en el proceso de incubación	5
iv) Otros aspectos relevantes	6
1.2 Energía Solar	7
1) Origen e incidencia en la atmósfera terrestre	7
ii) Factores atmosféricos	13
iii) Disponibilidad de energía solar.	15
CAPITULO II. EVALUACION DEL FUNCIONAMIENTO TERMICO DE LA CAMARA DE INCUBACION	19
2.1 Modelo físico	19
2.2 Análisis matemático	21
1) Balance de masa y energía	21
ii) Propiedades termodinámicas de una mezcla de aire y vapor de agua	22
iii) Transferencia de calor entre el sistema y su entorno	24
iv) Demanda energética en la cámara de incubación	26
CAPITULO III. CAPTACION DE LA RADIACION SOLAR	32
3.1 Antecedentes	32
3.2 Dispositivos para la captación de radiación solar	33
3.3 Funcionamiento del colector de placa plana	33
1) Balance de energía	35
ii) Eficiencia del colector	44
CAPITULO IV. ALMACENAMIENTO Y HUMIDIFICACION	47
4.1 Almacenamiento de energía térmica	47
1) Calentamiento de agua mediante un colector solar de placa plana	48
4.2 Funcionamiento térmico del almacenador-humidificador	49
1) Balance de masa y energía	50
ii) Transferencia de calor al medio ambiente	52
iii) Transferencia de calor y humedad al aire atmosférico	53
CAPITULO V. SISTEMA GLOBAL DE INCUBACION	57
5.1 Descripción del Sistema de Incubación	58
5.2 Modelo matemático del sistema	59
5.3 Descripción del programa	61

5.4 Resultados y discusión	62
CONCLUSIONES	74
APENDICE I. Programa de cómputo para evaluar la insolación.	77
APENDICE II. Programa de cómputo para evaluar el requerimiento energético de la cámara de incubación.	78
APENDICE III. Programa de cómputo para evaluar el calor útil obtenido del colector y la eficiencia del mismo.	80
APENDICE IV. Programa de cómputo para evaluar la transferencia de calor y humedad al aire atmosférico, así como el funcionamiento del Sistema Global de Incubación.	82
APENDICE V. Programa de cómputo para evaluar el comportamiento del sistema en un día nublado	84
APENDICE VI Programa de cómputo para simular la abertura y cierre instantáneo de la cámara de incubación.	87
NOMENCLATURA	90
REFERENCIAS	93

INTRODUCCION

La inquietud de algunos investigadores mexicanos por plantear medidas oportunas y adecuadas para reducir la dependencia tecnológica y por tanto económica hacia los países desarrollados, se fundamenta en que: si una sociedad aprovecha la ciencia cuenta con un medio eficaz para sobrevivir, y si en cambio no la desarrolla y utiliza lo más plenamente posible estará condenada a la decadencia y la destrucción o en el mejor de los casos a la dependencia total [Drucker (1990)]. Hoy en día, la actividad científica en México tiene las siguientes características: 1) alrededor del 90% de la ciencia básica está patrocinada y se realiza en las universidades por lo que su carácter es eminentemente académico y, 2) generalmente es orientada en la misma dirección que la ciencia internacional. En países altamente desarrollados, como Japón y los E.E.U.U, es normal que entre el 60 y 75 % de la actividad científica tenga origen y soporte industrial [de la Peña (1987)].

Fortalecer la relación investigación-industria y enfocar prioritariamente los esfuerzos hacia la búsqueda de soluciones a la problemática propia, atendiendo los requerimientos de la mayoría de la población y no a los pequeños grupos de poder, depende de manera importante, de la existencia de un número suficiente de investigadores, con las condiciones adecuadas para desarrollar su trabajo, y de la formación inmediata de nuevos cuadros técnicos y científicos con conocimientos al más alto nivel tanto en su especialidad como de la realidad nacional. Un aspecto importante en la formación de los nuevos cuadros, es el de promover la innovación y adecuación de tecnologías acorde a las condiciones específicas de la comunidad a la que se destine, buscando siempre la armonía entre la naturaleza y la sociedad; planteando que la buena investigación no sólo se ocupa de los problemas en la frontera del conocimiento internacional, sino también se interesa en aquellos que conciernen específicamente a México y, en sus ramas política, social y económica, manteniendo una crítica constante sobre las actividades en estos campos de los diferentes grupos sociales y en particular el gobierno [Moshinsky (1990)].

Sólo fijemos nuestra atención en los problemas de alimentación, salud, energéticos, educación, transporte y explotación de los recursos naturales, que existen en el país y obtendremos de ellos una fuente inagotable de interrogantes y temas abiertos que requerirán de la participación de grupos de investigación interdisciplinaria para determinar la solución adecuada a los mismos. Hay problemas propios de nuestro país que si no investigamos nosotros no investigará nadie o, peor aún vendrán a investigarlo otros para después vendernos los resultados de sus investigaciones por lo menos a manera de libros [Alarcón (1990)].

La realidad de nuestro país demanda que no solamente se atiendan las necesidades del sector industrial, sino que en forma prioritaria se aborden las demandas de la población rural, abarcando los aspectos: productivo, de alimentos, vivienda, salud, contaminación y otros. En particular los físicos cuentan con los elementos básicos para contribuir a satisfacer las demandas de desarrollo de la población del campo mexicano, sólo falta dirigir la atención a la problemática rural [del Río y Vázquez (1989)].

La crisis de energéticos que se vivió en 1973 y la creciente contaminación de la naturaleza producto del uso masivo de

hidrocarburos, han planteado la necesidad de recurrir a otras fuentes de energía, poniendo especial interés en aquellas que sean renovables y cuyos efectos contaminantes sean mínimos, por ejemplo; el Sol, el viento y la biomasa. También se realizan estudios sobre la fusión nuclear, la geotermia, los gradientes térmicos oceánicos, y otros. [Hafemeinster (1974), Spencer (1989), Davis (1990), Weinberg y Williams (1990), y Winston (1991)]. En México el desarrollo de tecnologías para el aprovechamiento de estas fuentes (alternas) de energía es relativamente incipiente [Alonso y Rodríguez (1985)]

Un elemento indispensable a considerar al promover el fortalecimiento de una tecnología nacional es el costo ambiental. En los últimos años, la existencia de grandes daños a la naturaleza constituye la preocupación principal a nivel mundial [Mc. Daniels y Throop (1976), Hodges (1982), Hafemeinster (1982), Ingersoll (1983), Houghton y Woodwell (1989), y Charlson y Wigley (1994)]. La interacción de la humanidad con la naturaleza implica generalmente la alteración de ésta última, pero no por ello debemos mantenernos al margen del empleo de los recursos que nos proporciona, de lo que se trata es de impulsar una interacción con la naturaleza, evitando los efectos negativos que provoquen su destrucción, debemos plantear un desarrollo tecnológico en el que se establezca la renovación permanente de los recursos naturales, proponiéndose básicamente el mejoramiento de la vida humana y no simples metas mercantilistas.

Una de las posibilidades del país en relación con la diversificación de las fuentes de energía, es la de impulsar el desarrollo de las fuentes energéticas no convencionales (alternas), ya que México mantiene una posición en la superficie terrestre que corresponde a la de un país privilegiado en cuanto a la disponibilidad de radiación solar.

Con base en lo anterior, uno de los objetivos del presente trabajo, es emprender la tarea de avanzar hacia la conformación de una tecnología que: 1) responda a las necesidades prioritarias de la población (producción de alimentos y creación de fuentes de empleo); 2) se adapte a las condiciones y posibilidades de la comunidad; 3) emplee los recursos energéticos disponibles en la localidad, y 4) que evite al máximo el deterioro del medio ambiente.

Para esto, se efectúa el análisis termodinámico de un sistema de incubación de huevos de gallina que emplee como fuente energética al Sol. Hasta donde se conoce no existe la propuesta de construir una incubadora de huevos de gallina que trabaje con energía solar, así este es el primer estudio en esta dirección. Con el resultado de este análisis y la información meteorológica se propone un diseño de incubadora solar y se simula su funcionamiento. La incubadora solar que es una idea original consta de: un colector solar de placa plana, un fluido de trabajo (agua), un almacenador-humidificador, aire atmosférico, una cámara de incubación, y dos ventiladores.

Cabe destacar que la propuesta de unificar el almacenador con el humidificador es original aún para sistemas de incubación convencionales.

La organización del trabajo es la siguiente:

En el capítulo I se explican las características y los aspectos físicos que intervienen en el proceso de incubación de huevos de gallina, destacando los aspectos termodinámicos del funcionamiento de la cámara de incubación, representada por un sistema abierto. También se presentan los principios básicos sobre los procesos de generación y

propagación de la radiación solar hasta incidir en la superficie terrestre.

En el capítulo II se propone la utilización de materiales disponibles en el mercado para construir la cámara de incubación. De esta forma se establecen tanto las características físicas de los materiales como las dimensiones de la cámara de incubación (C.I.). Con estos datos y los atmosféricos se puede calcular la rapidez de flujo másico y la temperatura del aire que entra a la C.I. para mantener las condiciones de incubabilidad. La evaluación de la demanda energética por el proceso de incubación es obtenida a partir de balances de masa y energía aplicados a la cámara, que es representada por un volumen de control con sólo una sección de entrada y otra de salida para el flujo másico de aire. Esto último constituye un aspecto fundamental del análisis. Este análisis será determinante para diseñar el colector de placa plana y el almacenador-humidificador.

La explicación sobre el funcionamiento de un colector solar de placa plana y su evaluación térmica se realiza en el capítulo III. Se analiza el proceso de conducción de calor en la placa absorbente, así como la transferencia de calor tanto a su entorno como al fluido de trabajo que circula en conductos que se mantienen en contacto con la placa. Finalmente se evalúa el calor útil proporcionado por 1 m² de placa, así como su eficiencia.

En el capítulo IV se estudia el proceso de calentamiento y humidificación del aire que circula a través del agua obtenida del colector de placa plana y que es almacenada en el depósito almacenador-humidificador. Se evalúan las transferencias de calor desde el agua contenida en el depósito al aire que se propaga en su interior y hacia sus alrededores, para determinar el comportamiento de la temperatura del agua en el transcurso del tiempo. Al igual que en el capítulo II, mediante el balance de energía para el depósito almacenador-humidificador, se calcula la energía requerida del colector, demandada por los subsistemas; cámara de incubación y almacenador-humidificador, otro aspecto fundamental del análisis. Para igualar la oferta con la demanda energética se modifica la superficie del colector, para cada época del año.

El análisis termodinámico del funcionamiento del sistema completo de incubación se efectúa en el capítulo V. Con las expresiones matemáticas obtenidas, se elabora un programa de cómputo para simular el proceso de incubación del diseño propuesto. Se emplean datos experimentales sobre insolación, temperatura y humedad relativa, proporcionados por el Laboratorio de Energía Solar del IIMUNAM.

Una vez determinado el modelo matemático que expresa el funcionamiento del sistema de incubación, se emplean los datos experimentales y parámetros de diseño para cada componente, con el objeto de obtener resultados y definir la factibilidad del dispositivo. Los parámetros de diseño considerados en este estudio sólo responden al interés de facilitar el análisis, por lo que pueden modificarse siempre y cuando no salgan de los límites que se comentan dentro de las conclusiones.

Para terminar se discuten los resultados, ubicando las limitaciones del modelo y se establecen las conclusiones.

En los apéndices se presentan los programas de cómputo utilizados para simular el funcionamiento de cada uno de los componentes y el global del sistema. De tal forma que puedan ser utilizados en otras condiciones meteorológicas y con otros materiales.

ASPECTOS TERMODINAMICOS DE UNA CAMARA DE INCUBACION Y EL RECURSO SOLAR

1.1 Proceso de incubación

i) Antecedentes

La incubación artificial de huevos de gallina inicia aproximadamente en el año 1000 a.c. en Egipto y China. Los antiguos chinos empleaban dos métodos: uno de ellos consistía en colocar los huevos en la parte superior de un montón de estiércol animal en descomposición, que cubrían con una ligera capa del mismo, para aprovechar el calor producido durante la descomposición; el segundo, se efectuaba cubriendo con paja los huevos contenidos en una cesta que se colocaba en un cono invertido construido de arcilla refractaria, el cual se ubicaba en la cima de un horno cilíndrico hecho con el mismo material, que contaba en su parte inferior de un orificio para quemar carbón vegetal. Los egipcios construyeron amplias edificaciones, las que contaban con: compartimentos para quemar estiércol de camello y espacios para colocar los huevos, almacenes de combustible, pasillos para el desplazamiento de personas y ventanas para permitir la entrada de luz y facilitar la ventilación [Funk y Irving (1958) y Allcroft y Beer (1974)]. En estas primeras experiencias, la temperatura y humedad del aire se evaluaban empíricamente.

En 1922, el norteamericano Petersine construye una incubadora eléctrica, lo que provoca un mayor desarrollo de la técnica de incubación artificial [Allcroft y Beer (1974) y Oliver (1944)].

Actualmente las incubadoras son más grandes y más eficientes, y los factores como la temperatura, humedad relativa, ventilación y volteo periódico de los huevos se regulan mediante dispositivos electrónicos, por lo que predomina el empleo de la energía eléctrica para su funcionamiento.

ii) Clasificación de las Incubadoras

La clasificación de las incubadoras es difícil, ya que existen en el mercado una infinidad de marcas, las que a su vez se diversifican en forma, tamaño, clase de combustible que emplean, número de etapas, tipo de compartimentos, etc. Para facilitar su estudio las podemos agrupar en: horizontales, verticales y rotativas [Salcedo (1980)].

La incubadora de tipo horizontal consta de; una cámara de incubación, un depósito para almacenar agua caliente, un calentador, recipientes con agua caliente para humidificar el aire, una o más bandejas para colocar los huevos y un termostato. El agua o aire suministrado por el calentador se almacena en el depósito, desde donde se transfiere calor a la cámara (espacio donde se encuentran ubicadas las bandejas). La humidificación se obtiene por la evaporación del líquido contenido en los recipientes y la ventilación se produce en forma natural a través de ranuras o agujeros ubicados en la parte

superior e inferior de las paredes de la cámara [Oliver (1944)].
Ultimamente se instalan resistencias eléctricas en el interior de la cámara.

Las incubadoras de tipo vertical son las que han registrado mayores avances desde que la industrialización de la incubación dió inicio. Las principales diferencias entre estas máquinas y las de tipo horizontal son :

- 1) Obtención de un mayor número de incubaciones y ahorro de espacio, producto del apilamiento de las bandejas contenedoras de huevos.
- 2) Mayor uniformidad en la composición del aire, dado el empleo de ventiladores.
- 3) Mayor uniformidad del calentamiento de la superficie de los huevos gracias a la aplicación de procedimientos mecánicos para el volteo.

Cuando se emplea la energía eléctrica, se simplifica el funcionamiento de este tipo de incubadoras ya que los ventiladores y demás dispositivos pueden aprovechar el mismo recurso energético. El inconveniente reside en las posibles interrupciones del suministro, por lo que generalmente debe disponerse de una planta auxiliar.

La incubadora rotativa funciona en forma similar a las verticales, en cuanto al volteo, colocación de los huevos y etapa de nacimientos, pero son mucho más automáticas en lo referente a la ventilación, volteo, humidificación y calefacción. Su principal ventaja es la de incubar grandes cantidades de huevo.

iii) Factores físicos en el proceso de incubación

El proceso de incubación, bien se realice de modo natural, por medio de una gallina clueca, bien se haga mecánicamente en incubadoras, requiere del cumplimiento de ciertas condiciones físicas como son: temperatura, humedad relativa, presión, densidad, iluminación y ventilación.

La temperatura es el factor físico más importante en todo proceso de incubación. La que se recomienda para obtener la más alta incubabilidad se encuentra dentro del rango 37-38 grados centígrados, dependiendo del tipo de incubadora, humedad relativa del aire y composición del aire [Galvarini (1981)].

De acuerdo con las indicaciones del Centro de Investigación Agrícola Nacional de Bettsville, Maryland, Estados Unidos, la temperatura mínima en la incubación es de 37.7 grados centígrados cuando la concentración de oxígeno es del 21 %; la del bióxido de carbono contenido en el aire es inferior al 0.5%; cuando el movimiento del aire a través del exterior de los huevos tiene una velocidad de 13 cm/min, y la humedad relativa del aire se mantiene en un 60% [Bundy y Diggins (1981)].

La humedad relativa en el interior de la incubadora puede oscilar más que la temperatura sin que repercuta en la incubabilidad de los huevos, pero existe un margen dentro del cual se consiguen mejores resultados. En incubadoras de tipo vertical, la humedad relativa óptima es del 60 al 65 % para una temperatura de 37.7 °C hasta el dieciochoavo día, un aumento o disminución trae como consecuencia el adelanto o retraso en el período de incubación, provocando que los pollos nazcan más pequeños. En los dos últimos días la humedad relativa puede alcanzar desde el 70 al 80 % [Galvarini (1981)].

La ventilación es otro de los factores importantes para obtener mejores incubaciones, ya que el desalojo permanente del bióxido de carbono y otros gases producidos por el metabolismo del embrión, es condición indispensable para mantener un equilibrio en la interacción de los gases. Datos experimentales indican que: mil huevos necesitan alrededor de 8.2 m³ de oxígeno durante los 21 días de incubación y producen aproximadamente 4.3 m³ de bióxido de carbono, pero el intercambio de gases aumenta conforme se desarrolla el embrión, por lo que se requiere de al menos 12 cambios de aire por hora en la incubadora [Senties (1986)]. También se ha encontrado que para una incubación óptima, el aire debe contener aproximadamente el 21 % de oxígeno y entre 0.3 a 0.7 % de bióxido de carbono. La ventilación es especialmente importante en la última semana del periodo de incubación, tiempo en el cual los embriones consumen grandes cantidades de oxígeno y producen al mismo tiempo igual cantidad de anhídrido carbónico.

El volteo o cambio de posición del huevo durante la incubación tiene una influencia decisiva sobre la mortalidad del embrión. Las pruebas experimentales indican que volteando los huevos más de ocho veces al día se obtiene un aumento en la eficiencia [Card y Nesheim (1968)].

El volteo de los huevos es indispensable para conseguir que la cubierta de albúmen que rodea la yema se interponga entre ella y la membrana del cascarón, ya que si el huevo permanece en una sola posición por muchos días, puede tener lugar cierto grado de evaporación del agua contenida en las sustancias que integran su parte interna, con lo que la clara puede permitir al punto del germen de la yema, que se adhiera al cascarón y se destruya. La gallina en el nido, voltea los huevos muchas veces todos los días, cada vuelta hace que la clara espesa o albúmen se interponga entre el embrión y la membrana del cascarón [Scholtyssek (1970) y North (1986)].

Los valores indicados para cada uno de los factores durante todo el periodo de incubación (21 días) se presentan en la tabla I.1 [Senties (1986) y North (1986)].

TABLA I.1

DIAS DE INCUBACION	TEMPERATURA	HUMEDAD RELATIVA	VOLTEO	COMPOSICION DEL AIRE	
				O ₂	CO ₂
1 - 19	37.7 °C	60 - 65%	c/3 hrs	21%	0.3-0.4%
19- 21	37.2 °C	70 - 80%	0	21%	0.5%

iv) Otros aspectos relevantes

Las condiciones y características que se deben satisfacer durante el periodo de incubación completo, independientemente del tipo de incubadora, así como la forma y mecanismo mediante el cual se suministra la energía, son elementos a considerar, al plantear un modelo del dispositivo.

Al adoptar el método artificial para la incubación se deben tener presente las siguientes consideraciones:

1) La incubadora debe contar con un buen aislamiento térmico para que su temperatura se mantenga constante y uniforme en su interior, además debe construirse previendo la minimización de gastos de mantenimiento. Normalmente se emplean en su construcción madera normal, madera contrachapada y metal, siendo revestidas en su interior y exterior con linóleo. Para el aislamiento se emplea el corcho o fibra de vidrio.

2) Para que la incubadora funcione eficientemente, debe contar con dispositivos que controlen la temperatura, humedad relativa y ventilación, así como con mecanismos que efectúen el volteo de los huevos con la periodicidad que se considere adecuada [del Muro (1979)].

3) El espacio y la altura, la facilidad de limpieza y desinfección, así como la movilidad de la incubadora, son recursos que también deben ser considerados para obtener un mayor rendimiento de la máquina.

El suministro de energía para el funcionamiento de las incubadoras ha sido tradicionalmente a través de carbón, gas o electricidad. La elección, como es obvio, depende de la disponibilidad del recurso en la localidad donde se instala el dispositivo. El recurso energético tiene como función calentar agua, aire o suministrar corriente eléctrica a una resistencia, para luego transferir el calor producido a la cámara donde se colocan las bandejas con los huevos para su incubación.

Como ha sido ya mencionado, en este trabajo se explora la posibilidad de sustituir a las fuentes tradicionales de energía por la proporcionada por el Sol (un recurso disponible en principio en todas partes), por lo que a continuación se abordará lo relacionado con la disponibilidad y factibilidad del aprovechamiento del recurso solar.

1.2 Energía Solar

1) Origen e incidencia en la atmósfera terrestre.

Todo proyecto que se proponga aprovechar el recurso solar, ya sea transformándolo o en forma directa, debe inevitablemente remontarse a su origen. El conocimiento del proceso del cual surge, y de los diversos factores que lo afectan desde que es producido hasta que alcanza la superficie terrestre, se convierte así, en el requisito indispensable para quienes han vislumbrado que el Sol es una fuente promisoría de energía.

En la tarea de estudiar el fenómeno solar en el transcurso del tiempo, un número importante de científicos ha obtenido una serie de datos sobre el Sol y el comportamiento de la radiación solar durante su propagación en el espacio hasta que alcanza nuestro suelo, estos se toman como base en la realización del presente trabajo.

Basados en fotografías y observaciones de la superficie solar, obtenidas mediante instrumentos como el espectroheliógrafo y el telescopio, y apoyados en consideraciones teóricas, los especialistas han encontrado que el Sol es una esfera integrada por hidrógeno y helio principalmente, y que la energía emitida es producto de un proceso de fusión nuclear. Se estima que el Sol tiene 1.99×10^{30} kg de masa, un radio de 6.96×10^8 m, periodos de rotación de 27 días sobre el ecuador y 30 días en las regiones polares, que la distancia

promedio Tierra-Sol es de $1.5 \times 10^{11} \text{ m}$ y que esta conformado por cinco regiones o capas (núcleo, fotosfera, capa inversora, cromosfera y corona) [Wieder y Jaudi (1977), Sayigh (1979), Wieder (1982), y Zanetti (1984)].

El núcleo es el centro del Sol, donde la presión, densidad y temperatura de los gases adquieren su máximo valor, provocando con ello que los electrones de los átomos de hidrógeno, helio y demás elementos se separen de los núcleos, para dar lugar a una mezcla eléctricamente neutra de electrones que llevan carga negativa y de núcleos con carga positiva (esta mezcla se conoce como plasma). Se ha estimado que en el núcleo se concentra el 40% de la masa del Sol, que provee arriba del 90% del calor total emitido, que su temperatura es de $1.6 \times 10^7 \text{ m}$, y que abarca un radio de $0.23 R$ (R , radio del Sol) [Duffie y Beckman (1991)]. En esta región acontece la fusión de núcleos de hidrógeno en núcleos de helio mediante el proceso conocido como el ciclo protón-protón, aunque también son posibles otros, como el ciclo del carbono [Wilson (1982) y Beiser (1983)]. Durante la fusión son emitidos neutrinos que al abandonar al Sol llevan consigo alrededor del 10% de la energía producida, el resto se manifiesta como energía radiante. El 50% de la masa del núcleo es hidrógeno, el 40% es helio y el resto corresponde a metales pesados [Leyva y Muhlia (1986)]. Además se ha calculado que de 564 millones de toneladas de hidrógeno, cada segundo se forman 560 millones de toneladas de helio, y el resto se transforma en energía de acuerdo a la Ley de Einstein ($E = m c^2$) [Wilson (1982)].

La energía emitida desde el Sol por unidad de tiempo, recibida en una unidad de área de superficie perpendicular a la dirección de propagación de la radiación a la distancia media Tierra-Sol, en ausencia de la atmósfera terrestre, es conocida como Constante Solar. Mediante equipo instalado en satélites, se realizaron mediciones de la radiación solar en el exterior de la atmósfera terrestre durante el período de 1980 a 1989 encontrándose una irradiancia solar promedio de 1368 W/m^2 , valor asignado recientemente a la constante solar [Meinel y Meinel (1982), Gordon y Zarmi (1989) y Phillips (1992)].

La energía solar es emitida como ondas electromagnéticas hacia el exterior de la fotosfera en su mayor parte, el resto consiste de partículas cargadas o sin carga (electrones, protones y neutrinos). En la cima de la atmósfera terrestre solo penetran la energía en forma de radiaciones y algunos neutrinos. Los electrones y protones son desviados hacia los polos de la tierra debido al efecto magnético de ésta última, aunque en algunas ocasiones logran penetrar a la ionosfera como resultado de las manifestaciones del aumento de la actividad solar [Coulson (1975)].

El espectro electromagnético que comprende la energía proporcionada por el sol, se extiende desde rayos gamma con longitudes de onda del orden de picómetros a ondas de radio de aproximadamente 10 cm. De este espectro, más del 99 % se encuentra en el rango óptico ($0.276 - 4.96 \mu\text{m}$). La distribución de la radiación al llegar a la cima de la atmósfera terrestre es básicamente la de un cuerpo negro con 5777 K , y consiste de: 9.293 % en el ultravioleta ($\lambda < 0.405 \mu\text{m}$), 41.476 % en el visible ($0.405 < \lambda < 0.740 \mu\text{m}$) y 48.730 % en el infrarrojo ($\lambda < 4.96 \mu\text{m}$) [Zanetti (1984) y Duffie y Beckman (1991)].

La intensidad de la radiación solar antes de ser afectada por la

atmósfera terrestre, es alterada principalmente por: la traslación de la Tierra alrededor del Sol; la rotación de la Tierra sobre su propio eje; la inclinación del plano ecuatorial terrestre con respecto al plano de la órbita, y la ubicación y posición del colector solar.

La traslación de la Tierra alrededor del Sol es elíptica, ubicado este último en uno de los focos, la excentricidad es 0.01675 [Mottmann (1986)]. La posición de la Tierra más cercana al Sol (perihelio), se presenta entre el 10. y el 3 de enero, y la más alejada (afelio) entre el 10. y 4 de julio. La distancia Tierra-Sol en el transcurso del año se obtiene por [Wieder (1982)]:

$$r = a(1 - e^2)/[1 + (e \cos A)], \quad (1.1)$$

donde a es la distancia promedio Tierra-Sol, e la excentricidad y A el ángulo formado por la línea Tierra-Sol con la correspondiente a la posición de la Tierra más cercana. Se obtiene que para el perihelio $A = 0^\circ$ y $r = 1.472 \times 10^{11}$ m, mientras que para el afelio $A = 180^\circ$ y $r = 1.521 \times 10^{11}$ m. Se observa que la variación es menor del 2 % con respecto a la distancia promedio.

Por conservación de la energía se cumple que la potencia de salida de la fuente es siempre la misma, por lo que para distancias diferentes a y , r , resulta:

$$4 \pi a^2 G_{sc} = 4 \pi r^2 G_{dn} \quad (1.2)$$

siendo G_{sc} , la irradiancia a la distancia promedio Tierra-Sol (constante solar) y G_{dn} la irradiancia incidente en una superficie normal ubicada a una distancia r .

Al sustituir r de la ec. (1.1) en la (1.2) se obtiene:

$$G_{dn} = (1 + 2 e \cos A + e^2 \cos^2 A)/(1 - e^2)^2 G_{sc} \quad (1.3)$$

como $e = 0.01675$, e^2 resulta bastante pequeño comparado con la unidad por lo que el último término en el numerador y denominador pueden ser despreciados.

Dado que la órbita se aproxima a una circunferencia, el argumento del coseno (A) puede ser aproximado como $A = 2 \pi n/T$, siendo $T = 365$ días aproximadamente y n el número de día en el año, contado a partir del primer día de enero, y como el perihelio acontece entre el 1 y 3 de enero, se obtiene la relación [Bush y Richards (1980)]:

$$G_{dn} = G_{sc} [1 + .0334 \cos (360 (n-2)/365)], \quad (1.4)$$

con $360^\circ = 2 \pi$ rad.

En la expresión (1.4), se observa que cuando a n se le asignan los valores de 2, 367, o $(365 n + 2)$, donde n es un número natural), es decir para el segundo día del año, la irradiancia es máxima lo que corresponde a la distancia mínima entre la Tierra y el Sol. En cambio si el argumento del coseno es $(365/2 + 2)$ o $[(2n + 1)365 + 2]$, la intensidad resulta mínima, lo que corresponde a la distancia máxima (2 de julio).

Durante la trayectoria de la Tierra alrededor del Sol, el eje

terrestre y la línea perpendicular al plano de la eclíptica forman un ángulo de 23.44° , el cual se mantiene constante. En cambio el ángulo formado entre la línea Tierra-Sol, y su proyección sobre el plano de la eclíptica varía en forma cíclica, siendo sus valores máximos y mínimos en los solsticios de verano e invierno respectivamente. La variación de este último ángulo junto con la esfericidad del planeta, provocan que el flujo de radiación solar incidente varíe a lo largo de toda la superficie terrestre. Esta incidencia desigual, es la causa de que la temperatura y los fenómenos climáticos que dependen de ella oscilen en el transcurso del tiempo [Barry y Chorley (1985)].

Cuando el eje terrestre es perpendicular a la recta que une al Sol y la Tierra se presentan los equinoccios, de primavera el 21 de marzo y de otoño el 24 de septiembre. El 22 de junio, el valor del ángulo es de 66.59° presentándose el solsticio de verano y el 22 de diciembre cuando el ángulo es de 113.44° corresponde al solsticio de invierno. La declinación solar (δ), ángulo formado por la recta que une al Sol al medio día con el centro de la Tierra, y el plano ecuatorial celeste, varía periódicamente durante el año y es estimado empleando la relación astronómica siguiente [Walraven (1978)]:

$$\text{sen } \delta = \text{sen } \epsilon \text{ sen } L \quad (1.5)$$

siendo L la longitud del meridiano del Sol contado a partir del meridiano correspondiente al equinoccio de primavera (21 de marzo), y ϵ es el ángulo entre el plano de la eclíptica y el del ecuador celestial (o entre el eje normal a la eclíptica y el eje terrestre).

El ángulo entre la normal a la eclíptica y el eje terrestre (ϵ) se mantiene constante, siendo su valor de 23.44° y la Longitud (L), se calcula considerando que la órbita de la Tierra alrededor del Sol es aproximadamente circular, obteniéndose $L = 2 \pi d/T$, siendo $T = 365$ días y d el número de día en el año contado a partir del 21 de marzo [Walraven (1978)]. La ecuación (1.5) resulta

$$\text{sen } \delta = \text{sen } 23.44^{\circ} \text{ sen } (360 d)/365. \quad (1.6)$$

Al aplicar la relación $\text{sen}^{-1} x = x + 1/6 x^3 + 3/40 x^5 + \dots$, siendo para nuestro caso $x = \text{sen } 23.44^{\circ} \text{ sen } (360 d)/365$, los términos segundo y tercero del segundo miembro de la ecuación (1.6) pueden anularse ya que x máxima resulta 0.3978 y x mínima -0.3978, que al ser desarrollados como potencias se hacen aún más pequeñas. Finalmente si el número de día en el año es contado a partir del primer día de enero (n), se encuentra que:

$$\delta = \text{sen } 23.44^{\circ} \text{ sen } [360 (284+n)/365], \quad (1.7)$$

donde $(284 + n)$ corresponde al número de día tomando como base el 21 de marzo. Por ejemplo si $n = 1$ (primer día de enero), contado desde marzo 21, dá 285. frecuentemente la expresión (1.7) es aproximada a $\delta = 23.5^{\circ} \text{ sen } [360(284+n)/365]$, que introduce un error de no más del 2 % para cualquier día del año [Wieder (1982)].

Por otro lado, la incidencia de los rayos solares sobre un punto de la superficie terrestre por lo general se dá en forma oblicua, por lo que al evaluar la intensidad de la radiación deben considerarse

las relaciones geométricas entre dicho punto y la posición del Sol en un instante determinado. Si G_{dn} es la intensidad de radiación directa que incide sobre una superficie perpendicular AB ubicada en un punto de la superficie terrestre, y G_{dh} la que incide sobre una superficie horizontal, la relación entre ambas resulta (ver fig. 1.2.1):

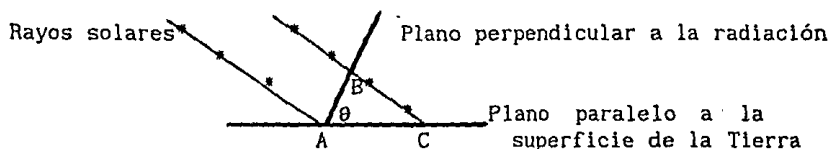


Fig. 1.2.1. Radiación incidente en un plano normal a la dirección de propagación y en otro paralelo a la superficie terrestre.

De la figura se obtiene:

$$\cos \theta = AB/AC \quad (1.8)$$

con θ , el ángulo de incidencia de los rayos solares. Como la energía que atraviesa la superficie perpendicular AB es igual a la que pasa por AC, es decir $G_{dn}(AB) = G_{dh}(AC)$, se obtiene:

$$G_{dh} = G_{dn} (\cos \theta), \quad (1.9)$$

donde G_{dn} está dada por la ecuación (1.4).

Al ángulo formado por la recta Sol-observador y su proyección sobre el plano horizontal se le llama altura solar. Si se aplican las fórmulas fundamentales del triángulo astronómico, se establece la relación entre θ y los otros ángulos que intervienen en la trigonometría celeste y terrestre [Medina (1981)].

El coseno del ángulo de incidencia (θ) de la radiación directa esta dado por:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \text{sen } \delta \text{ sen } \phi \text{ cos } \beta - \text{sen } \delta \text{ cos } \phi \text{ sen } \beta \text{ cos } \gamma + \\ & \text{cos } \delta \text{ cos } \phi \text{ cos } \beta \text{ cos } \omega + \text{cos } \delta \text{ sen } \phi \text{ sen } \beta \text{ cos } \gamma \text{ cos } \omega + \\ & \text{cos } \delta \text{ sen } \beta \text{ sen } \gamma \text{ sen } \omega, \end{aligned} \quad (1.10)$$

donde ϕ es la latitud geográfica del lugar de observación, positiva al Norte y negativa al Sur, β es el ángulo de inclinación formado por la superficie colectora y el plano horizontal, γ es el ángulo azimutal del plano colector ($\gamma = 0^\circ$ cuando se dirige al Sur, positivo al Oeste y negativo al Este), ω es el ángulo horario de la posición del disco solar, positivo en las mañanas, negativo en las tardes y cero al medio día solar. δ se obtiene mediante la fórmula de Cooper (ecuación 1.7).

Para superficies planas en posiciones horizontales, el ángulo de incidencia es el ángulo zenith del Sol, θ_z . Su valor debe estar entre 0° y 90° cuando el Sol se encuentra sobre el horizonte. Para esta situación $\beta = 0$ y $\theta = \theta_z$, por lo que la expresión 1.10 se reduce a

$$\cos \theta_z = \text{sen } \delta \text{ sen } \phi + \text{cos } \delta \text{ cos } \phi \text{ cos } \omega. \quad (1.11)$$

Cuando el Sol se encuentra en el horizonte, $\theta_z = 90^\circ$, y ω toma el valor del ángulo horario en la puesta de Sol (ω_s), por lo que la

ecuación (1.11) se transforma en

$$\cos \omega_s = - \tan \phi \tan \delta, \quad (1.12)$$

siendo $\tan \phi \tan \delta = \sin \delta \sin \phi / \cos \delta \cos \phi$.

Para un sistema de captación de energía solar es importante conocer el tiempo que estará recibiendo radiación, lo que se determina al considerar que el movimiento aparente del Sol efectúa una revolución alrededor del eje polar terrestre en 24 horas, que equivale a un incremento de 15° en el ángulo horario en cada hora, esto se expresa:

$$\omega = 15 t, \quad (1.13)$$

siendo t , el tiempo en horas a partir del medio día solar; antes es positivo y después, negativo.

El número de horas (t_s) desde que el Sol aparece en el horizonte hasta el medio día solar se puede determinar mediante la relación: $t_s = \omega_s / 15$, de donde

$$t_s = 1/15 [\cos^{-1}(- \tan \phi \tan \delta)], \quad (1.14)$$

siendo $\omega_s = \cos^{-1}(- \tan \phi \tan \delta)$, al despejarla de la ec. (1.12).

Para calcular el tiempo total durante el cual se reciben los rayos solares en un plano horizontal, se considera que éste es el doble del correspondiente a t_s . $N = 2 t_s$, de donde:

$$N = 2/15 [\cos^{-1}(- \tan \phi \tan \delta)], \quad (1.15)$$

siendo N el número de horas de radiación solar disponible en un día.

Debido a que el medio día solar varía para diferentes longitudes en la superficie terrestre, y que además difiere de las 12:00 horas, se ha establecido una relación denominada ecuación del tiempo, en la que se incorporan algunas correcciones a la hora local, a saber,

$$H_s = LMT + ET + 1/15 (Ltz - L) \quad (1.16)$$

con LMT el tiempo estándar local, generalmente las 12:00 horas, ET la corrección de la ecuación del tiempo, Ltz es la longitud geográfica correspondiente al lugar y L es la longitud del meridiano para la zona del tiempo local. $1/15$ corresponde al hecho de que el Sol recorre un grado en 4 min ($1/15$ h).

La corrección ET se debe a las alteraciones que el movimiento de la Tierra experimenta durante su movimiento alrededor del Sol. Por ejemplo, las variaciones de la rapidez con que gira la Tierra producto de la forma elíptica de su órbita. Para determinar el valor de esta corrección se emplea [Ametec (1984)]:

$$ET = - 0.128 \sin(J' - 2.80^\circ) - 0.165 \sin(2 J' + 19.7^\circ) \quad (1.17)$$

donde ET se expresa en horas y J' es el ángulo diario en grados. Este último se calcula mediante la relación $J' = 360 (J/365)$, siendo J el número de día en el año [Medina (1978)]. Los coeficientes que aparecen

en los términos del segundo miembro tienen que ver con el promedio de la variación máxima y mínima del tiempo corregido durante el año, en este caso expresado en horas. El valor mínimo es de -15 min para el día 14 de febrero y el máximo de 17 min para el último día de octubre [Duffie y Beckman (1991)]. Para los días 16 de abril, 14 de junio, 1 de septiembre y 25 de diciembre la corrección de la ecuación del tiempo es cero.

Una vez determinada la hora correspondiente al medio día solar local se combinan las ecuaciones (1.6), (1.9) y (1.11), obteniéndose:

$$G_{dh} = G_{sc} (1 + 0.0334 \cos [360 (n-2)/365]) (\sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega) \quad (1.18)$$

La insolación diaria (H_o) se encuentra estableciendo los límites de integración $+t_o$ y $-t_o$, que representan los instantes de salida y puesta del sol, respectivamente. Integrando y sustituyendo $\omega = 15 t$ y $t_o = \omega_s/15$, se obtiene

$$H_o = 24 \times 3600 G_{sc}/\pi (1 + 0.033 \cos [360 (n-2)/365]) [(\pi \omega_s/180) \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \sin \omega_s] \quad (1.19)$$

H_o es la energía por unidad de superficie, incidente sobre una superficie horizontal en un día.

En la ecuación 1.25, se observa que la energía diaria recibida por un plano paralelo a la superficie terrestre, sin consideración de la atmósfera, depende sólo de la latitud del lugar y de la época del año (número de día).

11) Factores atmosféricos

La radiación solar al incidir en la superficie terrestre, resulta marcadamente disminuida en su intensidad y modificada en su composición espectral, comparada con la obtenida en la cima de la atmósfera, por lo que se requiere del conocimiento de la estructura y composición de la envoltura gaseosa para determinar los factores que influyen durante la propagación de los rayos solares y evaluar las características del flujo de energía solar disponible a nivel del suelo.

Algunos datos sobre la atmósfera terrestre son: masa = 5.3×10^{18} kg, composición homogénea hasta la altura de 90 Km, más arriba está conformada por iones, átomos, moléculas, y hasta partículas nucleares en sus regiones más alejadas, las cuales coexisten independientemente.

Las principales capas que conforman la estructura de la atmósfera son: tropósfera, estratósfera, mesósfera, termósfera y exósfera [Sayigh (1979), Goody y Yung (1983), Barry y Chorley (1985) y Bialko (1989)].

La tropósfera es la capa de aire comprendida desde la superficie de la tierra hasta la altura de de 17 Km sobre los trópicos y de cerca de 10 Km sobre las regiones polares [Bialko (1989)]. La composición del aire en esta capa generalmente es modificada por los procesos físicos y químicos que continuamente añaden algunos gases o partículas a la atmósfera, al tiempo que atraen otros. La composición es

homogénea y comprende el 75 % de la masa atmosférica [Goody y Yung (1983)].

La estratósfera, hasta los 60 km, posee una composición principalmente de ozono (O_3), el cual se encuentra altamente concentrado entre los 20 y 60 Km. La mezcla de gases es heterogénea y su temperatura aumenta por la absorción que el ozono hace de la radiación solar en la región del ultravioleta.

La mesósfera, entre 85 y 90 km, contiene menos ozono que la estratósfera por lo que la absorción de radiación decrece, lo que trae como consecuencia que la temperatura disminuya hasta $-70^{\circ}C$.

La termósfera (ionósfera) alcanza los 400 km, está constituida de átomos y moléculas de nitrógeno, así como de átomos y moléculas de oxígeno. Su temperatura es de 1000 a $1200^{\circ}C$, producto de la absorción de radiación ultravioleta [Racliffe (1986)].

Los límites de la exósfera no son aún precisados, pero se ha encontrado que esta constituida por átomos de hidrógeno, helio y oxígeno, estando aproximadamente el 1 % de estos ionizado.

Otro fenómeno que se se observa durante la propagación de la radiación solar a través de la atmósfera, es la desviación de los rayos solares. Este fenómeno óptico conocido como refracción, es el resultado de la variación en la densidad de los gases que conforman la envoltura terrestre a lo largo de la misma. En la atmósfera existe una disminución constante de la densidad en los gases, desde su límite inferior (superficie terrestre) hasta la cima de la misma, producto de las variaciones en la temperatura y presión principalmente, lo que provoca una trayectoria curvilínea de los rayos del Sol [Kambezidis y Papanikolaou (1990)]. Las fluctuaciones de presión y temperatura provocan además una considerable dispersión de la radiación solar causando que una parte llegue al suelo en forma difusa.

De la radiación solar que incide y penetra en la atmósfera, un 35 % es reflejada al espacio cósmico [Gordon y Zarmi (1989)]. De la parte no reflejada, el 92 % llega a la tropósfera, radiación que generalmente corresponde a longitudes de onda de 0.29 a $2.40 \mu m$, y es denominada ventana de transparencia de la atmósfera. La parte del azul visible (45 % de la ventana de transparencia) es dispersada por las gotas de agua en suspensión, produciendo el color celeste del firmamento [Bialko (1989)]. El 47% restante, constituye el flujo de radiación directa incidente en la superficie terrestre, del cual el 7% es reflejado y el 40% es aprovechado para el calentamiento de la Tierra y sus océanos. Esto corresponde a un día idealmente sin nubes.

La cantidad de flujo de radiación solar reflejada al cosmos depende principalmente de la existencia de nubes (espesor y tipo), por ejemplo: cuando el cielo está cubierto totalmente por nube blanca y ligera, la proporción de radiación solar que es reflejada oscila entre el 44 y 50%, y si la nube es espesa y negra (estracúmulos) el porcentaje fluctúa entre 55 y 80% [Barry y Chorley (1985)].

De todo lo anterior, se observa que para determinar la disponibilidad de la radiación solar a nivel de la superficie de la Tierra se deben conocer con profundidad, principalmente, los fenómenos que acontecen en la capa próxima al suelo, ya que es ahí donde se presentan la mayor reflexión, dispersión y absorción. Para facilitar su estudio, se ha establecido que la atmósfera está constituida por dos fases; una fase continua y otra dispersa. La fase

continua abarca los gases atmosféricos (aire), y la dispersa comprende a las partículas en suspensión [Leyva y Muhlia (1986)]. El ozono, dióxido de carbono y el vapor de agua son los principales responsables de la absorción de radiación solar en la fase continua, y los aerosoles (de origen urbano e industrial) lo son en la fase dispersa.

iii) Disponibilidad de energía solar

Desde el punto de vista de las aplicaciones prácticas de la energía solar, es imprescindible el conocimiento tanto de la intensidad, como de la distribución espectral de la radiación emitida por el Sol, a nivel de la superficie terrestre.

La radiación que llega a la superficie de nuestro planeta generalmente consiste de una componente directa y otra difusa. La directa alcanza nuestro suelo sin experimentar dispersión alguna durante su recorrido por la atmósfera. La difusa lo hace después de ser dispersada por algunos componentes de la atmósfera [Wieder y Jaudi (1977), Wilson (1982) y Pérez et al. (1990)]. A la suma de ambas componentes se le conoce como radiación global.

La evaluación de la radiación solar se puede efectuar por cualquiera de los tres procedimientos: por mediciones directas, empleando datos proporcionados por satélites geoestacionarios y aplicando modelos matemáticos.

Desde de 1965 se han venido mejorando los piranómetros y pirheliómetros, instrumentos empleados para medir la radiación solar: global y directa. En 1967 se construyó un piranómetro con celdas fotovoltaicas, el cual en los últimos años ha sido considerado como el más promisorio en relación con su precisión [Leyva y Muhlia (1986)].

Actualmente, en México se cuenta con el Pirheliómetro Angstrom No.166, el cual se encuentra en el Instituto de Geofísica de la UNAM. Es el que ha participado en las intercomparaciones periódicas a nivel internacional, representando al país.

Los datos proporcionados por satélites han tenido poco uso en el país, ya que sólo algunos investigadores mexicanos han recurrido a ellos para estimar la radiación solar global que incide en diferentes regiones de la República Mexicana [Mendoza et al. (1972) y Galindo y Chaves (1972)].

En el transcurso de los años se han propuesto varios modelos matemáticos, los que han venido modificándose o adaptándose a las condiciones particulares de determinada localidad, entre otros se han propuesto los modelos siguientes: el de Hottel, el de Jeevananda, el de Liu-Jordan el de Angstrom, el de Maxwell y otros [Coulson (1975), de Buen (1986) y Pérez et al. (1990)].

Para la realización de este trabajo se recurrirá al modelo propuesto por Liu-Jordan, modificado por Arturo Palacio y Alejandro Rodríguez, y posteriormente refinado por Vicente Estrada-Cajigal [Fernández (1983)]. La expresión matemática propuesta por Palacio y Rodríguez para estimar la radiación solar global sobre una superficie horizontal, es:

$$G(t) = G_M \cos^{1.2} (180 t / N), \quad (1.20)$$

con $G(t)$ la radiación global instantánea, G_M la radiación global promedio mensual al medio día, t es el tiempo solar medido a partir

del medio día, positivo antes y negativo después, y N es el número de horas de Sol en el día. Una expresión similar es empleada para calcular la radiación directa,

$$G_b(t) = G_{bM} \cos^{1.5} (180 t / N) \quad (1.21)$$

siendo G_{bM} la radiación directa promedio mensual al medio día y G_b la radiación directa instantánea.

En nuestro país, además de no contar con suficientes estaciones, de medición de radiación solar, se presentan características muy particulares con respecto a las variaciones climatológicas en las diversas regiones que lo conforman. Existen regiones montañosas que causan variación sustancial en la nubosidad entre localidades a distancias relativamente cercanas, además, existen zonas donde la topografía y clima cambian bruscamente [Fernández (1983)]. Por lo anterior, al emplear modelos matemáticos debe contarse con mapas de isorradiación con información específica para la localidad donde se instale el dispositivo solar.

La precisión del método de Palacio y Rodríguez se estima con una incertidumbre del 10% [Fernández (1983)].

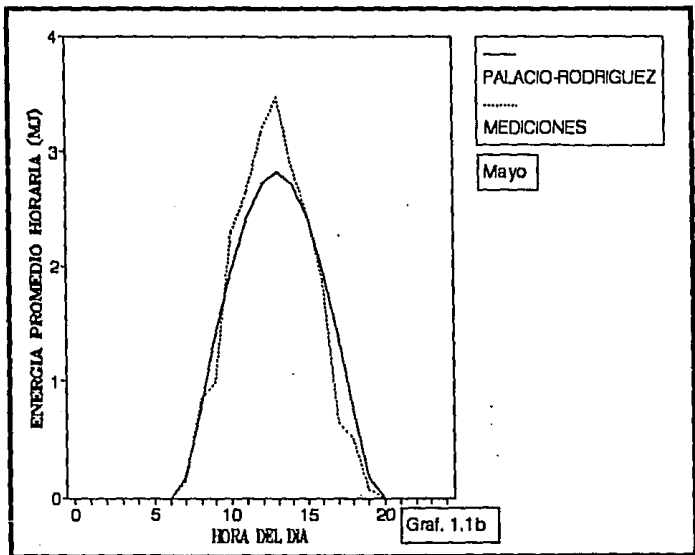
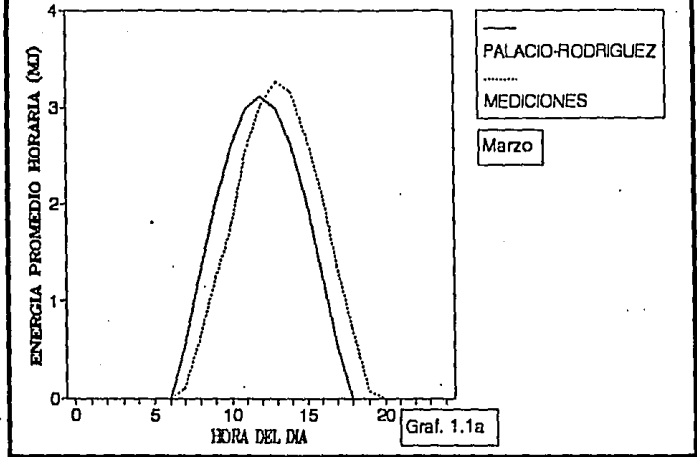
En la evaluación de la incubadora solar se emplean los datos experimentales sobre irradiancia correspondientes a la ubicación del Laboratorio de Energía Solar en Temixco Morelos. Los resultados experimentales son comparados con los obtenidos mediante la aplicación del modelo matemático de Palacio y Rodríguez con la finalidad de definir la conveniencia del uso de este último, sobre todo en las regiones donde se carece de estaciones meteorológicas.

En las gráficas 1.1a a 1.1d se muestra la comparación de los resultados obtenidos mediante la ecuación 1.20 y los datos experimentales. Se observa una buena aproximación entre ambos resultados, principalmente para los días correspondientes a los meses de marzo y mayo en los que se obtuvo una diferencia de 1 y 4 % respectivamente. Para el mes de septiembre la diferencia fué del orden del 26 %, mientras que para diciembre resultó ser del 12%. Pero como se observa la estimación es por debajo de los valores experimentales y para el proceso de simulación esto es claramente conveniente.

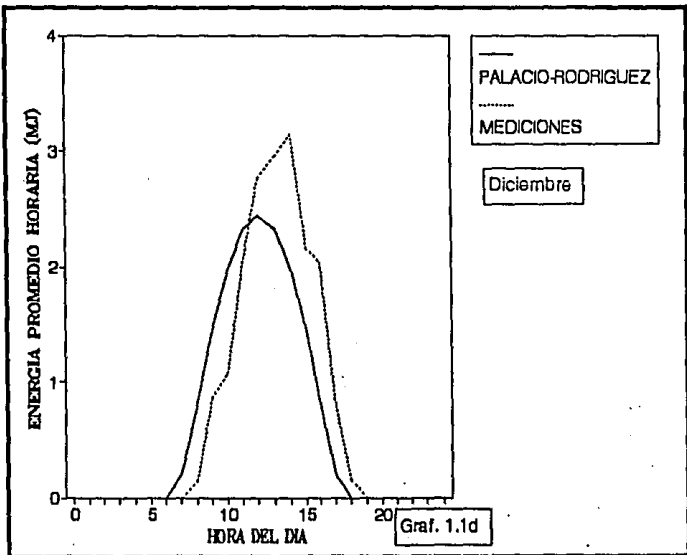
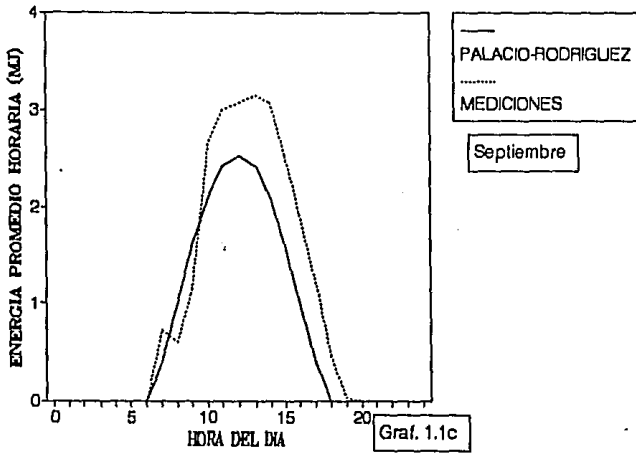
Uno de los inconvenientes del modelo es el hecho de no contar con mapas de iso-radiación para regiones específicas del país, lo que generalmente se resuelve con el empleo de datos para lugares cercanos, y como se comentó anteriormente, pueden no ser los adecuados. Se propone su empleo sólo en el caso de no contar con datos experimentales.

En el siguiente capítulo se estudia el comportamiento térmico de la cámara de incubación.

INSOLACION TEORICA Y EXPERIMENTAL



INSOLACION TEORICA Y EXPERIMENTAL



EVALUACION DEL FUNCIONAMIENTO TERMICO DE LA CAMARA DE INCUBACION

En este capítulo se analiza el comportamiento térmico de la cámara de incubación, con el objetivo de evaluar las condiciones de temperatura y humedad relativa del aire húmedo en su entrada en función de la temperatura y humedad relativa ambiental a lo largo de las 24 horas de cada uno de los días analizados, además se evalúa la correlación entre el funcionamiento térmico del dispositivo y los parámetros de diseño (materiales y dimensiones de la cámara). Finalmente se estima la energía que debe cederse al aire tomado del medio ambiente para obtener las condiciones requeridas por el proceso de incubación.

2.1 Modelo físico

La cámara de incubación es el espacio donde se ubican los huevos para ser incubados, por lo que su función es mantener las condiciones de temperatura, presión, densidad, humedad relativa, velocidad del aire y composición de este último para que el proceso de incubación se realice en las mejores condiciones. Para lograr lo anterior se propone el empleo de paredes aproximadamente adiabáticas tanto para la cámara como para la habitación donde se instale.

Mediante el análisis termodinámico del funcionamiento de este subsistema, es posible predecir la cantidad de energía requerida y las condiciones de temperatura y humedad del aire al entrar en él, durante el período de incubación. La aplicación de la primera ley de la termodinámica a un sistema abierto y el empleo del principio de la conservación de la masa se convierten en las herramientas básicas para realizar lo anterior.

La selección de los materiales óptimos y los procesos de construcción son de vital importancia para el diseño. Las paredes deben construirse con materiales anticorrosivos y de baja conductividad térmica, además de soportar los efectos del ambiente.

Los materiales que se proponen para cámara y sala (habitación) de incubación se presentan en la tabla 2.1

TABLA 2.1

Materiales propuestos para la construcción de la cámara y sala de incubación [Daniels (1982) y Granet (1988)]

PAREDES DE LA CAMARA DE INCUBACION	
material	Conductividad térmica(W/m K)
Fibra de vidrio	0.032 - 0.040
Corcho	0.043
Poliuretano	0.023
Madera	0.065

PAREDES, TECHO Y PISO DE LA SALA DE INCUBACION

Ladrillo común	0.42
Asbesto	0.113
Concreto	1.385
Tierra	0.043

El esquema que representa a la cámara de incubación es un prisma rectangular en el que se tiene sólo un flujo de aire de entrada y otro de salida. Este se instala dentro de una habitación previamente diseñada, con el objeto de que su temperatura exterior sea lo más estable posible y con ello disminuir los flujos de aire alrededor de toda la superficie externa. Mantener condiciones lo más estables posibles en el exterior del sistema (medio ambiente) permitirá que las interacciones a través de la frontera sean mejor controladas y por consiguiente las propiedades del sistema podrán determinarse con mayor precisión [Angulo-Brown (1991)]. Ver figura 2.1).

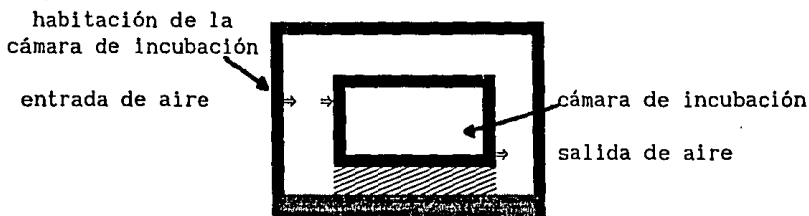


Fig. 2.1. Unidad de incubación

Para el análisis de la cámara de incubación, se establece que ésta puede ser representada por un volumen de control (sistema abierto) en estado estacionario, y que además cumple:

1. Su funcionamiento consta de una sucesión de estados de equilibrio
2. El aire húmedo (cuyo contenido absoluto de vapor de agua no cambia dentro de la cámara de incubación) se comporta como un gas de Van der Waals.
3. La variación de la energía cinética entre en la entrada y salida del volumen de control es despreciable.
4. La variación de la energía potencial entre los niveles de entrada y salida del volumen de control es despreciable.
5. Los efectos de las pérdidas de calor a través de las aristas y esquinas del volumen de control se desprecian.
6. El flujo de calor transferido al exterior es unidimensional, normal a la superficie.
7. El flujo del aire húmedo en el interior de la cámara es unidimensional, en dirección vertical, hacia abajo.
9. Las pérdidas de calor por convección debido a las corrientes de aire en contacto con la superficie interna y externa de la cámara de incubación se desprecian.
10. El trabajo a través de los límites del sistema es nulo.

2.2 Análisis matemático

1) Balance de masa y energía

En un sistema de flujo estacionario, las propiedades del fluido en cada punto dentro del volumen de control y de su frontera, no se alteran en el transcurso del tiempo, aunque pueden variar de un punto a otro [Granet (1988)]. Por tal razón, la variación de la energía en el interior del volumen de control es nulo.

El diagrama que representa al sistema en estado estacionario se muestra en la fig. 2.2.

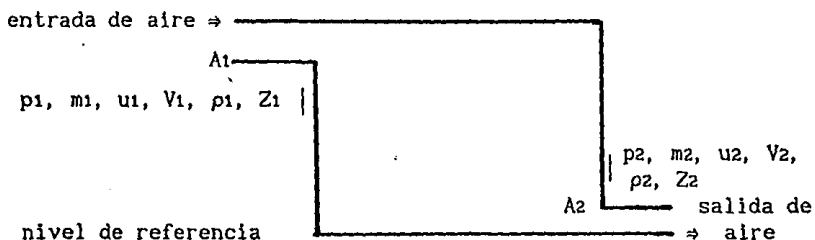


Fig. 2.2. Sistema en estado estacionario

En la figura 2.2, el subíndice 1, corresponde a las condiciones de presión (p), masa (m), energía interna (u), velocidad (V) densidad (ρ) y altura (Z) en la sección de entrada del sistema, mientras que el subíndice 2, asocia las mismas variables con la sección de salida.

Al aplicar la primera ley de la termodinámica al sistema en estado estacionario, debe cumplirse que: el flujo de energía (en forma de calor o de trabajo) que entra al sistema sea igual al flujo de energía que sale [Sears y Salinger (1980)].

Al efectuar el balance de energía en concordancia con la primera ley de la termodinámica, a un sistema con sólo una entrada y una salida del fluido, y empleando la definición de entalpía específica ($h = u + Pv$, siendo u la energía interna, P la presión y v el volumen específico) se obtiene la ecuación [Granet (1988) y Jones y Hawkins (1986)]:

$$q-w = h_2 - h_1 + (V_2^2 - V_1^2)/2 + g(Z_2 - Z_1), \quad (2.1)$$

donde q es la transferencia de calor por unidad de masa a través de la frontera del sistema, w es la transferencia de trabajo por unidad de masa a través de la frontera del sistema, h_1 y h_2 son las entalpías del fluido por unidad de masa en la sección de entrada y de salida, respectivamente, V_1 y V_2 son la rapidez del fluido en la sección de entrada y de salida respectivamente, Z_1 y Z_2 son las alturas correspondientes a las secciones de entrada y de salida con respecto a un nivel referencia

Dadas las condiciones para el volumen de control, la ecuación (2.1), resulta

$$-q = h_1 - h_2. \quad (2.2)$$

Aplicando las propiedades termodinámicas para una mezcla de aire y vapor de agua, se evalúan los valores de las entalpías. La mezcla constituye un sistema homogéneo, por lo que es considerada como una sustancia pura, por lo que adquiere sus propiedades a partir de las de sus constituyentes [Jones y Hawkins (1986)]. La masa del aire húmedo resulta:

$$m_{ah} = m_{as} + m_v, \quad (2.3)$$

siendo m_{ah} la masa del aire húmedo en el volumen de control, m_{as} la masa del aire seco y m_v la masa del vapor de agua.

ii) Propiedades termodinámicas de una mezcla de aire y vapor de agua

El proceso dentro de la cámara de incubación ocurre bajo condiciones de una presión total constante. Si aplicamos la ley de presiones aditivas de Dalton como una aproximación al comportamiento del aire húmedo, se obtiene:

$$P_{ah} (T_{ah}, V_{ah}) = P_{as} (T_{ah}, V_{ah}) + P_v (T_{ah}, V_{ah}), \quad (2.4)$$

con P_{ah} , P_{as} y P_v las presiones, total del aire húmedo, parcial del aire seco y parcial del vapor de agua respectivamente, T_{ah} es la temperatura del aire húmedo y V_{ah} el volumen.

En el análisis de una mezcla de aire seco y vapor de agua, debe considerarse la particularidad de este último, que trata de la dependencia de su presión máxima de la temperatura de la mezcla. Esto representa una diferencia importante con respecto a las mezclas de gases en general.

La presión parcial que ejerce el vapor de agua en el aire húmedo, se obtiene a partir de la definición de humedad relativa (HR) [Reynolds 1980]

$$HR = P_v/P_{vs}, \quad (2.5)$$

donde P_{vs} es la presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de la mezcla (aire húmedo).

La presión de saturación de vapor de agua es una de las más importantes propiedades físico-químicas de los componentes puros. Su valor puede obtenerse mediante la aplicación de la ecuación de Antoine, la cuál describe bastante bien el comportamiento de las sustancias puras sobre un intervalo de temperaturas grande [Boublík et al. (1967)]. Esta ecuación con P_{vs} dado en pascales resulta:

$$P_{vs} = [101325 \text{ EXP}(A - B/(C + T))]/760 \quad (2.6)$$

con T la temperatura absoluta. Para $284 \text{ K} < T < 441 \text{ K}$; $A = 18.3036$, $B = 3816.44$ y $C = -46.13$ [Himmelblau (1988)].

Dada la temperatura y humedad relativa del volumen de control, 311 K y 60% respectivamente y determinada la presión de saturación de vapor, se obtiene el valor de P_v empleando la ecuación (2.5) ($P_v = HR$

P_{va}). La presión del aire seco resulta al aplicar la ec. (2.4) (P_{sa} (T_{ah}, V_{ah}) = P_{ah} (T_{ah}, V_{ah}) - P_v (T_{ah}, V_{ah}).

Definidas las presiones de los componentes del aire húmedo, se aplica la ecuación de estado de van der Waals para obtener el volumen molar específico (v_N) de cada constituyente de la mezcla. La relación propuesta por Van der Waals es [Jones y Hawkins (1986)]:

$$P = R_u T / (v_N - b) - a / v_N^2, \quad (2.7)$$

donde R_u es la constante universal de los gases, siendo su valor 8.314 kJ/kmol K, por otra parte a y b son constantes que dependen del tipo de gas [Jones y Hawkins (1986)].

para el aire

$$a = 0.1352 \text{ (Mpa m}^6\text{) / kmol}^2 \text{ y } b = 0.0365 \text{ m}^3\text{/kmol}$$

para el vapor de agua

$$a = 0.5528 \text{ (MPa m}^6\text{) / kmol}^2 \text{ y } b = 0.0305 \text{ m}^3\text{/kmol}$$

Para calcular v_N , se expresa la ecuación 2.7 como una ecuación de tercer grado, a saber:

$$P v_N^3 - (P b + R_u T) v_N^2 + a v_N - a b = 0, \quad (2.8)$$

dos de las raíces resultan imaginarias y la otra es real, cuando la presión es menor o mayor a la presión de condensación de los gases. En nuestro caso la presión del aire húmedo es superior a la de condensación [Segura (1988)].

Considerando que el volumen de control mantiene una presión atmosférica de 1.013×10^5 Pa y una temperatura de 311 K se obtienen los valores del volumen molar específico, los que al dividirse por la masa molecular producen el volumen específico (v) de cada componente, y a partir de estos últimos se obtiene la masa correspondiente al establecer que el volumen de la mezcla es de 1 m^3 . Los resultados son:

$$m_{as} = 1.104 \text{ kg, } m_v = 0.027 \text{ kg y en consecuencia } m_{ah} = 1.231 \text{ kg.}$$

La evaluación del valor del flujo másico que debe entrar al sistema se realiza considerando los datos proporcionados sobre el funcionamiento de una incubadora; se indica que cuando posee una capacidad para 1000 huevos, se requiere de al menos 12 cambios de aire por hora [Senties (1986)].

Si proponemos que el aire se renueve 20 veces por hora, entonces el flujo másico debe ser igual a la masa del aire húmedo en el sistema dividido por 3 minutos (180 s). Para obtener el flujo másico por hora (F_{ah}), se establece la relación:

$$F_{ah} = 20 (m_{ah}), \quad (2.9)$$

donde F_{ah} se expresa en kg/h.

La entalpía específica del aire húmedo se define por la relación

[Segura (1988)]: $h = (c_{pa} + HE_{cpv}) (T - T_o)$. De donde se obtiene que

$$h_1 - h_2 = (c_{pa} + HE_{cpv}) (T_{ec} - T_{sc}), \quad (2.10)$$

expresión que se obtiene a partir de las entalpías de cada componente de la mezcla y del empleo de la definición de la humedad específica (HE). T_{ec} y T_{sc} son las temperaturas del aire húmedo en la entrada y salida del volumen de control respectivamente, c_{pa} y c_{pv} son los calores específicos a presión constante del aire seco y vapor de agua.

El calor específico de un gas real depende tanto de la presión como de la temperatura y su valor se obtiene experimentalmente, empleando relaciones matemáticas o de las gráficas de propiedades termodinámicas. La relación termodinámica para evaluar esta propiedad es [Sears y Salinger (1980)]:

$$c_p = c_{p0} - T \int_0^P (\partial^2 v / \partial T^2)_P dP \quad (2.11)$$

con c_{p0} el calor específico para un gas ideal ($P = 0$).

Al dividir R_u por la masa molecular de cada uno de los gases (aire y vapor de agua), se obtiene la constante del gas respectiva. Además si las constantes a y b se expresan en términos de masa y se deriva implícitamente la ecuación (2.8), se llega a:

$$\int_0^P (\partial^2 v / \partial T^2)_P dP = a R^2 v^2 (v-3b) / [Pv^3 - av + 2ab]^2, \quad (2.12)$$

resultado que al emplearse en la expresión (2.11), produce:

$$c_p = c_{p0} - a R^2 T v^2 (v-3b) / [Pv^3 - av + 2ab]^2 \quad (2.13)$$

Por otra parte, de acuerdo a la teoría cinética, un gas ideal diatómico cumple que $c_{p0} = 7/2 R$ y algunos poliatómicos cumplen que $c_{p0} = 4 R$ [García-Colín (1990) y Resnick y Halliday (1991)].

De la ecuación 2.13 se obtiene: $c_{pa} = 1004 \text{ J/(kg K)}$ y $c_{pv} = 1847 \text{ J/(kg K)}$. Resultados que al ser comparados con los datos mostrados en la p. 732 de [Jones y Hawkins] resultan del mismo orden.

En la cámara de incubación la temperatura (T_{ec}) del flujo de aire húmedo en la entrada debe ser mayor que en la salida (T_{sc}), por lo que de la ecuación (2.2), se encuentra que el sistema transfiere calor a su entorno a través de su frontera (paredes, techo y piso), lo que se debe tener presente al evaluar la energía cedida al flujo de aire incidente en la cámara de incubación, que será calculada una vez determinada la transferencia de calor a través de la frontera del sistema.

iii) Transferencia de calor entre el sistema y su entorno

La transferencia de calor a través de la frontera del sistema se evalúa mediante la aplicación de la ecuación de la ley de conducción de calor de Fourier [Karlekar y Desmond (1985)].

$$Q = -k A (dT/dx), \quad (2.14)$$

siendo k la conductividad térmica del material de la pared, A es el

área de la superficie considerada (frontera del volumen de control en nuestro caso; 6 m^2), Q el flujo de calor por unidad de tiempo y dT/dx el gradiente de la temperatura en la dirección normal a la superficie de las paredes.

Para calcular la transferencia de calor a través de la frontera del volumen de control se establecen las siguientes suposiciones:

1. Todas las interacciones con los alrededores ocurren en estado estacionario. Condición para un sistema con flujo estable
2. Los materiales de la pared tienen conductividad térmica constante
3. La conducción de calor es unidimensional, normal a la superficie

Se propone que las pared de la cámara de incubación se construya con dos materiales diferentes conectados en serie, fibra de vidrio para el interior y madera en el exterior. Para evaluar el flujo de calor por unidad de tiempo que se transfiere a través de la pared compuesta, se analiza una sección de la misma, ver fig. 2.3

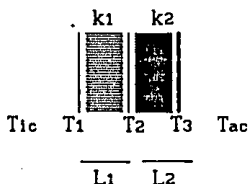


Fig. 2.3. sección transversal de una pared compuesta

La temperatura de la pared interna en contacto con el aire húmedo es T_1 , T_2 es la temperatura de la interfase entre los dos materiales y T_3 es la temperatura externa en contacto con el entorno del sistema. La conductividad térmica del material de la pared interna es k_1 , y su espesor es L_1 , k_2 y L_2 representan la conductividad térmica y el grosor de la pared externa respectivamente. También existe transferencia de calor por convección ocasionada por el movimiento del aire en las proximidades de las superficies; si T_{1c} y T_{ac} son las temperaturas del aire en las proximidades de las paredes interior y exterior respectivamente y A_{ci} el área total de la superficie interior de la cámara de incubación, la razón de transferencia de calor a través de la pared compuesta se obtiene aplicando las relaciones siguientes:

$$Q_{1-1} = h_{1c} A_{ci} (T_{1c} - T_1),$$

transferencia por convección interna,

$$Q_{1-2} = - k_1 A_{ci} dT/dx,$$

transferencia por conducción en la pared interna,

$$Q_{2-3} = - k_2 A_{ci} dT/dx,$$

transferencia por conducción en la pared externa,

$$Q_{3-e} = h_{ec} A_{ci} (T_3 - T_{ac}),$$

transferencia por convección externa, con h_{ic} , el coeficiente de transferencia de calor por convección en las proximidades de la pared interior y h_{ec} el coeficiente de transferencia de calor por convección en las proximidades de la pared exterior.

La transferencia de calor por conducción, considerando las condiciones de flujo estable, las temperaturas en los límites de las paredes y el grosor de las mismas, después de ser integradas resultan:

$$Q_{1-2} \int dx = -k_1 A_{ci} \int dT, \text{ de donde, } Q_{1-2} = k_1 A_{ci} (T_1 - T_2)/L_1,$$

$$Q_{2-3} \int dx = -k_2 A_{ci} \int dT, \text{ de donde, } Q_{2-3} = k_2 A_{ci} (T_2 - T_3)/L_2.$$

Dada la condición de estado estacionario, $Q_{1-1} = Q_{1-2} = Q_{2-3} = Q_{3-e} = Q_{pci}$. Al despejar la diferencia de temperaturas en cada relación, se obtiene:

$$T_{ic} - T_1 = Q_{pci} (1/h_i A_{ci}), \quad (2.15)$$

$$T_1 - T_2 = Q_{pci} (L_1/k_1 A_{ci}), \quad (2.16)$$

$$T_2 - T_3 = Q_{pci} (L_2/k_2 A_{ci}), \quad (2.17)$$

$$T_3 - T_{ac} = Q_{pci} (1/h_e A_{ci}). \quad (2.18)$$

Al sumar las expresiones 2.12, 2.13, 2.14 y 2.15, se llega a

$$T_{ic} - T_{ac} = (Q_{pci}/A_{ci}) (1/h_i + L_1/k_1 + L_2/k_2 + 1/h_e), \text{ de donde:}$$

$$Q_{pci} = A_{ci} (T_{ic} - T_{ac}) / (1/h_i + L_1/k_1 + L_2/k_2 + 1/h_e). \quad (2.19)$$

Dentro de las condiciones planteadas para el modelo de la cámara de incubación, se propone la no consideración de las transferencias de calor por convección, ya que la velocidad con la que fluye el aire en su interior es bastante pequeña (del orden de 13 cm/min, 2.2×10^{-3} m/s) de acuerdo a las recomendaciones señaladas para el proceso de incubación. Por otra parte, la ubicación del dispositivo en un recinto cerrado, construido con material de baja conductividad térmica, permitirá disminuir las corrientes de aire en el exterior. Hechas estas consideraciones, la expresión que se emplea para calcular la razón de transferencia de calor a través de las paredes de la cámara (Q_{pci}) es:

$$Q_{pci} = A_{ci} (T_{ic} - T_{ac}) / (L_1/k_1 + L_2/k_2). \quad (2.20)$$

iv) Demanda energética en la cámara de incubación

Volviendo a la ecuación (2.10), se encuentra que al ser sustituida en la (2.2) queda

$$-q = (C_{pa} + HE C_{pv}) (T_{ec} - T_{sc}). \quad (2.21)$$

Si se multiplican ambos miembros de la ecuación (2.21) por F_{ah} , y se establece que T_{sc} es la temperatura en el interior del volumen de control (T_{ic}), se encuentra:

$$- QH = F_{ah} (c_{pa} + HE c_{pv}) (T_{ec} - T_{ic}) \quad (2.22)$$

siendo $QH = (F_{ah}) q$, energía calorífica por hora transferida por el sistema a su entorno.

En la ecuación (2.20), al multiplicar Q por 3600, se obtiene la razón de transferencia de energía por hora, la que equivale a QH de la ec. (2.22), por lo que al igualarlas y despejar T_{ec} se obtiene:

$$T_{ec} = 3600 Ac Uc (T_{ic} - T_{ac}) / (F_{ah} C_{ahci}) + T_{ic} \quad (2.23)$$

con $Uc = [L_1/k_1 + L_2/k_2]^{-1}$ y $C_{ahci} = c_{pa} + HE c_{pv}$.

Una vez determinadas las características del material con el que se construyen las paredes de la cámara de incubación, conocidas la temperatura en su interior ($T_{ic} = 311$ K) y humedad relativa ($HE=60$ %), empleando datos experimentales de la temperatura ambiente (T_{ac}), la ecuación 2.23, permite calcular la temperatura del aire húmedo necesaria al entrar a la cámara de incubación en función de la rapidez del flujo másico del mismo y de la temperatura ambiente.

Para la evaluación de la energía calorífica que debe recibir el aire atmosférico para que al ingresar a la cámara de incubación mantenga las condiciones de temperatura y humedad relativa requeridas, se emplea la expresión

$$E_{dci} = F_{ah} (h_1 - hat), \quad (2.24)$$

donde E_{dci} es la energía calorífica por hora que debe proporcionarse al aire y hat es la entalpía por unidad de masa del aire atmosférico que se emplea para el funcionamiento del dispositivo. La diferencia entre las entalpías, del aire en la entrada de la cámara de incubación (h_1) y del aire tomado del medio ambiente (hat), resulta [Segura (1988)]:

$$h_1 - hat = c_{pa} (T_{ec} - T_{ap}) + h_{ov} (HE - HEA) + c_{pv} (HE T_{ec} - HEA T_{ap}) - c_{pv} T_o (HE - HEA). \quad (2.25)$$

con T_{ap} la temperatura ambiente, HE y HEA humedad específica del aire en el interior del volumen de control y del aire atmosférico respectivamente, T_o es la temperatura de referencia (273 K).

Conocidas las temperaturas T_{ic} y T_{ap} , la presión de saturación se obtiene aplicando la ecuación (2.6), para cada caso. Según los requerimientos del proceso de incubación la humedad relativa dentro del sistema (HRIC) debe ser del 60 %, mientras que la correspondiente al aire atmosférico (HRA) se obtiene experimentalmente.

Utilizando la ecuación 2.23 se evalúa la relación de la temperatura y la razón de flujo másico del aire (gasto) al entrar a la cámara de incubación en función de la temperatura ambiente del dispositivo. Con la ecuación (2.24) se estima la demanda energética por el proceso de incubación.

En el apéndice II se muestra el programa de cómputo que simula el funcionamiento de la cámara de incubación, en el que se predice el comportamiento de la temperatura y rapidez del aire húmedo al entrar al sistema. También se determina la demanda de energía de la cámara durante los días considerados: 07/03, 10/05, 14/09 y 14/12 de 1990.

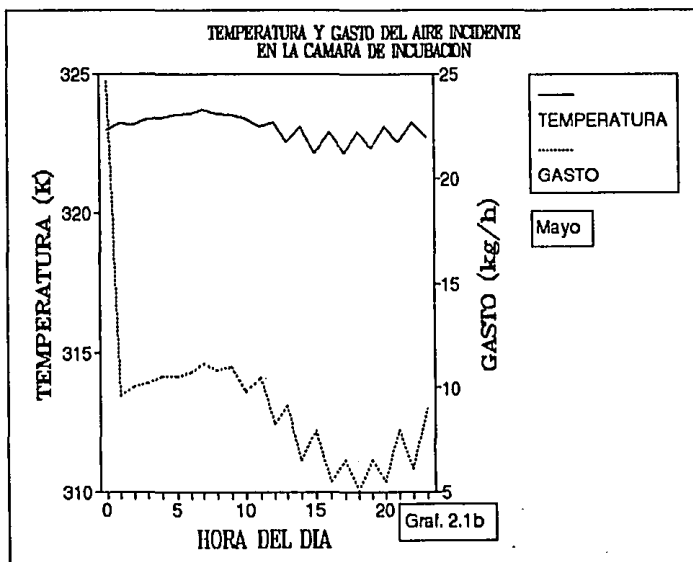
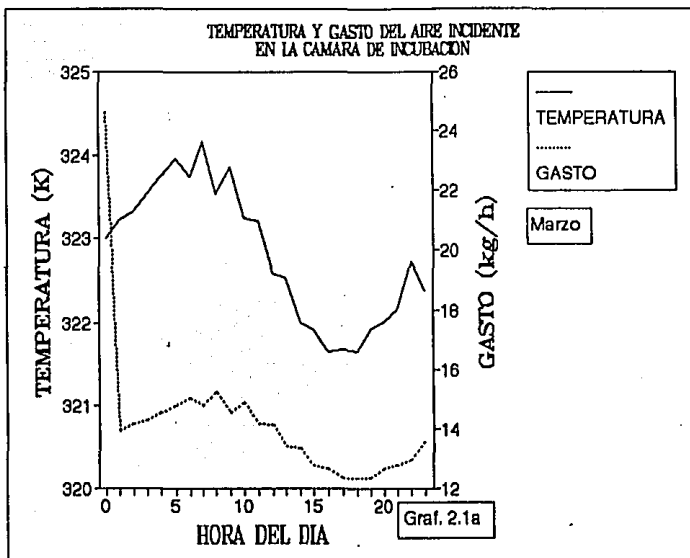
En las gráficas 2.1a a la 2.1d, se presentan los resultados que muestran la relación entre la temperatura y la razón de flujo másico del aire, mientras que en la gráfica 2.2 se presenta la comparación de la demanda energética para las diferentes épocas del año.

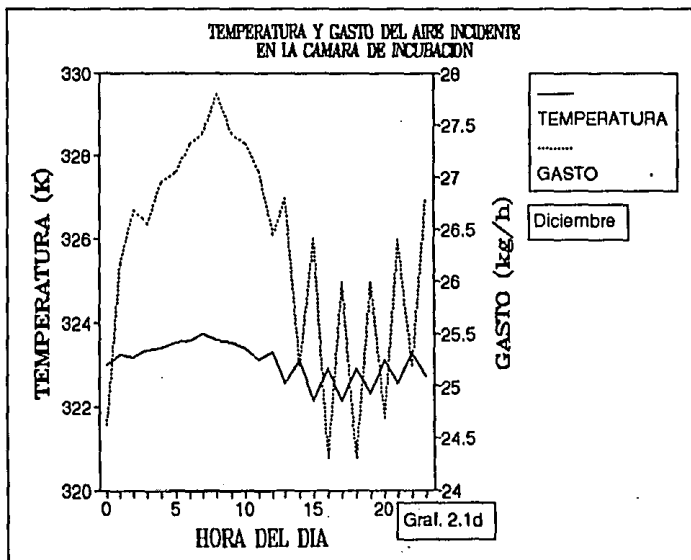
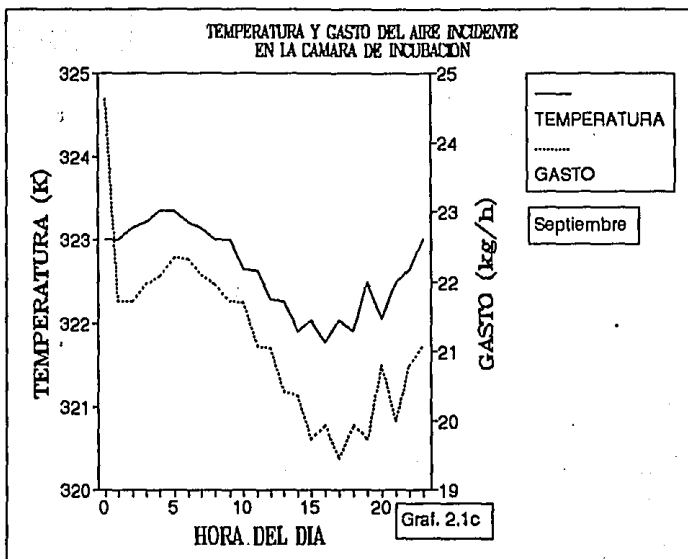
De las gráficas se observa que la temperatura del aire al entrar a la cámara de incubación se encuentra en el rango de 317°C a 325°C , para los días analizados, manifestando su máxima variación en el mes de mayo, que es cuando alcanza tanto el límite inferior (entre las 16 y 20 horas) como el superior del rango indicado (de las 4 a las 9 horas). Destaca el día del mes de diciembre por requerir de un flujo de aire que varía sólo en 1.54°C durante el día, que comparado con los 3°C que se observa para los otros dos días (de marzo y septiembre), resulta ser el que necesita de mayor control. Por otra parte, la temperatura ambiente osciló entre 288 K y 308 K, hallándose los valores más altos en mayo, entre las 17 y 20 horas ésta fue de 308 K aproximadamente y entre las 5 y 9 horas fué de 301 K. En diciembre se encontró la temperatura más baja, siendo de 288 K, entre las 7 y 10 horas.

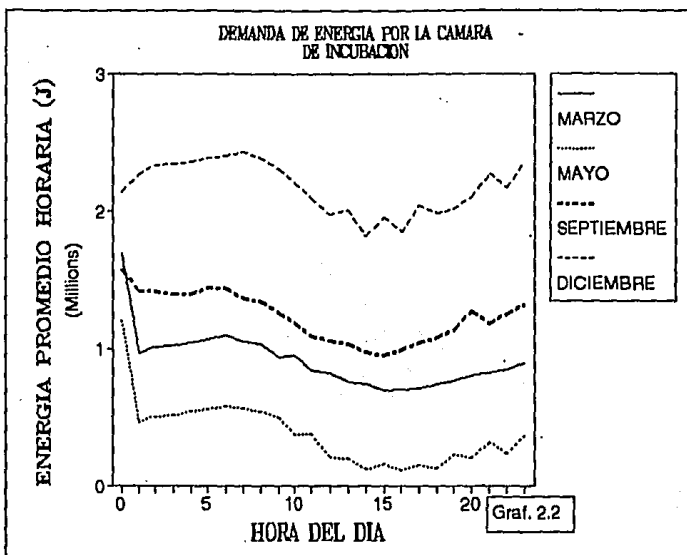
En relación con la razón de flujo másico se observa una variación dentro de un rango de 5 a 28 kg/h para los días considerados, observándose nuevamente que es el día de mayo donde la variación es mayor (de 5 a 11 kg/h), encontrándose el menor valor entre las 17 y 21 horas y el mayor entre las 5 y 10 horas. La razón de flujo másico más alto corresponde al día del mes de diciembre (24 a 27 kg/h), seguido por el de septiembre (19 a 22 kg/h), luego por el de marzo (de 12 a 15 kg/h) y finalmente el correspondiente a mayo.

Al evaluar la energía que debe transferirse al aire tomado del medio ambiente para que al entrar a la cámara de incubación mantenga las condiciones indicadas y el proceso se desarrolle, se encuentra que para el día de mayo se requiere la menor cantidad (9.2 MJ, en el día de marzo (22 MJ), en el de septiembre (29.6 MJ) y para el de diciembre (52.1 MJ). Estos resultados al ser comparados con la insolación diaria obtenida experimentalmente, nos indican que mientras en mayo se dispone de suficiente energía (22 MJ), en diciembre se presenta un déficit ya que sólo se obtienen (18 MJ), esto último también se observa en septiembre donde la insolación diaria es de 23.5 MJ. En marzo tanto la insolación diaria esperamental como la demandada por la cámara de incubación son muy aproximados. Se debe tener presente que la insolación experimental se relaciona con una superficie de captación de 1 m^2 , por lo que esta última debe ser incrementada con el fin de cubrir la demanda de energía. También se encuentra que la transferencia de energía diaria a través de las paredes de la cámara de incubación es mínima en mayo (2.4 MJ) y máxima en diciembre cuando su valor es de 8 MJ, para marzo y septiembre resulta ser de 4 y 6 MJ respectivamente.

Una vez estimada la demanda de energía por el proceso de incubación y conocida la relación entre la temperatura y del flujo de aire incidente en la cámara para mantener las condiciones requeridas para la incubación. En el siguiente capítulo se estudiará el funcionamiento térmico del colector solar de placa plana con el fin de evaluar el calor útil que de él se puede obtener, usando para ello los datos experimentales de irradiancia presentados en el capítulo I.







CAPTACION DE LA RADIACION SOLAR

3.1 Antecedentes

El aprovechamiento de la energía solar para hacer funcionar máquinas (transformación en energía mecánica), calentar agua para uso doméstico y para la calefacción de espacios (transformación en energía calorífica) ha sido practicado desde la época de los antiguos griegos pero, su mayor desarrollo lo adquiere a partir de la segunda mitad del siglo XIX.

A partir de 1860, el francés Augustin Mouchot inició el estudio sistemático de los sistemas de captación solar. Construyó colectores en forma de un cono truncado con los que logró obtener vapor al hacer circular agua en tubos ubicados sobre su eje. También propuso que para almacenar la energía solar se tendría que emplear esta última para descomponer el agua en hidrógeno y oxígeno de tal manera que al presentarse la demanda de energía tendrían que recombinarse [Butty y Perlin (1985)]. En 1878 uno de sus colaboradores, Abel Pifre, presentó en una exposición efectuada en París un colector solar de forma parabólica con el que lograba operar una prensa para imprenta.

En 1881, el astrofísico Samuel Pierpont Langley viajó al monte Whitney para estudiar los efectos de la energía solar, empleando para ello una caja de fondo negro y una cubierta de vidrio [Meinel y Meinel (1982)].

En la víspera del presente siglo, el ingeniero francés Charles Tellier, utilizó láminas de hierro corrugado con las que formaba una serie de conductos por los que fluía hidrato de amonio para ser evaporado. En 1890, publicó el libro titulado "La conquista pacífica de Africa por el Sol" [Butty y Perlin (1985) y Spencer (1989)].

En los años 1902-1908, los norteamericanos H. E. Willsie y John Boyle, realizaron estudios sobre los colectores de placa plana e introducen el mecanismo de almacenamiento de agua caliente en depósitos aislados térmicamente.

En 1938, el Instituto de Tecnología de Massachussets (MIT) inicia la investigación sobre el empleo de colectores solares para calefacción doméstica, destacando en esta actividad Hoyt Hottel y Byron Woertz [Hottel (1989)].

En 1953, el israelí, Harri Tabor propuso el empleo de superficies selectivas. También en Israel se inicia la construcción de colectores solares de placa plana con la tubería conectada en paralelo [Butty y Perlin (1985)].

Es imposible mencionar cada uno de los trabajos relacionados con el aprovechamiento de la energía solar, dada la existencia de una gran cantidad de ellos, los que se incrementan significativamente a partir de 1950 [Spencer (1989)].

Como consecuencia de la crisis petrolera de 1973, un número importante de personas de todo el mundo, ha planteado la necesidad de recurrir a la energía solar, por lo que en la actualidad el desarrollo de la investigación solar es cada vez mayor [Butty y Perlin

(1985); Spencer (1989)].

En México, diversos Centros de Investigación han realizado estudios sobre el aprovechamiento del recurso solar [Concheiro y Rodríguez (1985)]. Estos han conformado la ASOCIACION NACIONAL DE ENERGIA SOLAR (ANES) la que se encuentra afiliada a la Sociedad Internacional de Energía Solar (ISES) [Fernández (1987)].

3.2 Dispositivos para la captación de la radiación solar.

Los dispositivos que se emplean para la conversión de la radiación solar a otra forma de energía, desarrollados hasta nuestros días, básicamente son las celdas y los colectores solares.

Las celdas solares se emplean para convertir directamente la energía solar en electricidad, pero de ellas no nos ocuparemos aquí.

Los colectores solares convierten la energía solar en térmica, y son en la actualidad los más recomendables, dado el empleo de tecnologías generalmente disponibles [Hodges (1982)]. Estos se clasifican en: concentradores y no concentradores.

Los colectores no concentradores aprovechan tanto la componente directa como la difusa de la radiación solar y alcanzan temperaturas del orden de los 100 °C, por lo que generalmente se emplean en el calentamiento de agua para uso doméstico o para calentar aire y acondicionar espacios [Cohen (1984) y Meinel y Meinel (1972)].

Los colectores concentradores, consisten de una superficie parabólica o esférica, que refleja los rayos solares que inciden en ella sobre un punto o pequeña región ubicada en su eje focal. Sobre este último se ubica un conducto por el que se hace circular un fluido que al ser calentado se evapora, lo que se aprovecha para el funcionamiento de máquinas o para efectuar algunas reacciones químicas ya que se alcanzan temperaturas superiores a los 1000 °C [Dostrowsky (1991) y Duffie y Beckman (1991)].

En la década de los setentas, se dió inicio al desarrollo de dispositivos de captación solar conocidos como concentradores sin imagen, los que no requieren del seguimiento de nuestra estrella y que permiten concentrar la luz del Sol cerca de los límites teóricos impuestos por las leyes de la termodinámica. De acuerdo a la segunda ley de la termodinámica, ningún dispositivo puede concentrar la luz del Sol con una intensidad correspondiente a una temperatura que exceda a la de la fotosfera [Winston (1991)].

De acuerdo a las condiciones requeridas por el proceso de incubación indicadas en el capítulo I, la temperatura del aire húmedo dentro de la cámara es aproximadamente de 38 °C, lo que se obtiene si la temperatura del agua proporcionada por el colector es algunos grados más arriba, entre 44 °C y 52 °C como se muestra en las gráficas 2.1a - 2.1d. Para este propósito se puede emplear un colector solar de placa plana, el que a continuación se detalla.

3.3. Funcionamiento del colector de placa plana.

El esquema de un colector solar de placa plana que emplea a un líquido como fluido de trabajo se muestra en la fig. 3.1

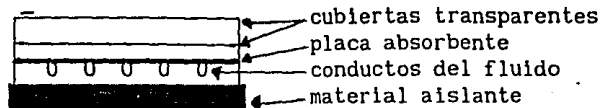


Fig. 3.1. Esquema de un colector solar de placa plana.

La placa absorbente es la parte principal del colector, por lo que la elección del tipo de material y sus dimensiones se convierte en uno de los factores determinantes en la obtención de una buena eficiencia del sistema. Los materiales más comunes para su construcción han sido metales tales como el cobre, aluminio y acero. Estos metales poseen la propiedad de ser buenos conductores térmicos y se pueden conseguir con facilidad en el mercado. La elección de cualquiera de ellos generalmente depende de las necesidades de energía y de las posibilidades económicas [Mc Daniels (1979)]. Para incrementar la absorción de la radiación solar la placa es revestida de color negro; para temperaturas del fluido de trabajo menores de 70 °C, se emplea pintura negra mate y para temperaturas mayores generalmente se emplean superficies selectivas. La configuración de la placa y los conductos del fluido de trabajo puede variar, pero la más recomendable es aquella en la que los conductos son unidos mediante soldadura a la placa absorbente [Fernández (1987)]. Algunos estudios recomiendan la configuración de la tubería en paralelo [Butty y Perlin (1985)].

Para los colectores que emplean agua como fluido de trabajo, las placas de cobre tienen ventajas desde el punto de vista de la corrosión; el acero y el aluminio pueden emplearse si se utilizan soluciones no corrosivas [Alonso y Rodríguez (1985)].

Las cubiertas transparentes tienen como función reducir la transferencia de calor por convección y radiación de la placa absorbente a la atmósfera, además de proteger a la placa de los efectos meteorológicos (lluvia, vientos, granizadas, polvo, etc.). El material más empleado es el vidrio con bajo contenido de óxido de hierro (III) (Fe_2O_3), el cual es altamente transparente a la radiación solar incidente a nivel del suelo y completamente opaco para la radiación con longitudes de onda correspondientes al infrarrojo lejano ($\lambda > 3 \mu\text{m}$) [Mc Daniels (1979)]. En cuanto al número de cubiertas a emplear, se ha encontrado en base a trabajos experimentales que no es conveniente utilizar más de dos [Butty y Perlin (1985)]. El vidrio refleja entre 10 y 15% de la energía incidente.

El fluido de trabajo es el medio empleado para extraer el calor absorbido por la placa y conducirlo al sistema donde será utilizado para realizar alguna función determinada. Las sustancias generalmente empleadas son agua y aire.

El recipiente o recinto del colector tiene como función: 1) Servir de soporte de la placa y las cubiertas 2) Proteger a la placa absorbente del deterioro ocasionado por los fenómenos meteorológicos, y 3) Reducir las pérdidas de calor por conducción, del colector hacia sus alrededores.

Con el objeto de captar el máximo de radiación solar cuando el Sol se encuentra en el cenit, la placa colectora generalmente es enfocada hacia el sur (cuando se instala en el hemisferio norte)

manteniendo una posición perpendicular a los rayos solares en el medio día, lo que resulta cuando el ángulo que forma con la horizontal es igual a la latitud del lugar donde es instalado. Debido a que la declinación y altitud del Sol varían durante el año y a que el colector de placa plana mantiene una sola posición, es conveniente evaluar un ángulo que resulte óptimo para el tiempo de funcionamiento. Se ha encontrado que este ángulo óptimo es igual a la latitud de la ubicación más 10° durante otoño e invierno y a la latitud menos 10° para primavera y verano [Elsayed (1989)]. El efecto de la inclinación influye en las pérdidas de calor de la placa absorbente a su entorno, debido a la convección natural en los espacios entre la placa y una de las cubiertas y entre estas últimas cuando se emplea más de una [Cooper (1981)].

Una medida del funcionamiento de un colector solar de placa plana es la eficiencia, definida como la razón de la energía útil a la energía incidente, para un periodo de tiempo definido [Andresen et al. (1984)]. Para evaluar la energía útil se analizan mediante balances de energía los comportamientos óptico de las cubiertas y térmico de la placa y conductos del fluido. Con esto último se determina también, la influencia de los parámetros de diseño sobre el funcionamiento del colector.

1) Balance de energía

Un análisis detallado y preciso del funcionamiento de un colector solar es una tarea complicada debido al comportamiento no lineal de la transferencia de calor y al comportamiento aleatorio de las variables ambientales, sin embargo, mediante el establecimiento de algunas suposiciones restrictivas, es posible linearizar el funcionamiento térmico del colector. Para el modelo de colector mostrado en la figura 3.1, se establecen las suposiciones siguientes:

1. Funciona bajo condiciones de estado estacionario
2. La configuración de la tubería en contacto con la placa metálica absorbente es en paralelo.
3. El flujo de calor es uniforme en la parte superior de los tubos.
4. La absorción de radiación en la placa y cubiertas es despreciable.
5. El flujo de energía a través de las cubiertas es unidimensional, en dirección a la placa.
6. El flujo de calor es unidimensional a través del fondo y lados del colector, normal a la superficie.
7. El gradiente de temperaturas alrededor de cada uno de los tubos es despreciable.
8. El gradiente de temperaturas en la dirección del fluido y entre los tubos pueden ser tratados independientemente.
9. La conductividad térmica de la placa y conductos es independiente de la temperatura.
10. Las transferencias de calor a través del frente y fondo del colector se determinan considerando que su superficie exterior se encuentra a la temperatura ambiente.
11. El polvo y basura en el colector no son considerables.
12. El sombreado en la placa absorbente no es considerable.
13. La diferencia de temperaturas entre la superficie superior e

inferior de la placa es despreciable.

14. La transmitancia, reflectancia y absortancia del vidrio son independientes de la longitud de onda de la radiación incidente.

El balance de energía para el sistema que representa al colector se expresa por la ecuación:

$$G_{dh} = Q_u + Q_{pc}, \quad (3.1)$$

siendo G_{dh} la radiación solar incidente en la cubierta exterior, Q_u la energía útil por unidad de tiempo proporcionada por el colector y Q_{pc} la energía transferida por unidad de tiempo del colector a su entorno.

Para determinar la radiación que llega a la placa (E_{ip}), se analizan las propiedades ópticas del subsistema formado por las cubiertas y la placa absorbente. De la radiación solar que incide en la cubierta superior, parte de ella es reflejada. De la parte transmitida que incide en la siguiente cubierta nuevamente una parte es reflejada por lo que finalmente la radiación que alcanza la placa absorbente es disminuida en su intensidad y composición espectral, y como ya se mencionó el vidrio es opaco a radiaciones de longitud de onda mayores a los $3 \mu\text{m}$ [Mc Daniels (1979)]. De la radiación incidente en la placa una parte es emitida en forma de calor hacia la cubierta inmediata, en donde es reflejada dirigiéndose hacia su fuente, con ello se genera una serie de reflexiones provocando el atrapamiento de la radiación entre las cubiertas y la placa. Datos experimentales señalan que dos cubiertas de vidrio con un espacio entre ellas reflejan alrededor del 15% de la radiación incidente, por lo que sólo se recomienda un máximo de dos cuando no se emplean superficies selectivas [Farrington (1982)]. Determinar la influencia de las propiedades ópticas de las cubiertas y placa absorbente sobre la radiación solar incidente y sobre la transferencia de calor de la placa a sus alrededores, es importante en la evaluación del funcionamiento del colector, por lo que inicialmente se analizará esta parte.

En el cálculo de la transmitancia, reflectancia y absortancia de una o más cubiertas de vidrio, se han aplicado diversos métodos [Wijesundera (1975)]. Si consideramos un material parcialmente transparente de transmitancia τ y reflectividad r para las cubiertas, y un material de absortividad α para la placa, configurados como se muestra en la figura 3.2.

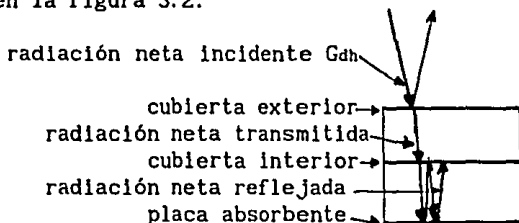


Fig. 3.2. Configuración de la placa absorbente y dos cubiertas.

Al plantear balances de energía para cada uno de los componentes mostrados en la fig. 3.2, se obtiene:

$$G_{1,0} = G_{1,1} r_0, \quad (3.2)$$

$$G_{1,1} = G_{1,0} r + G_{2,1} \tau, \quad (3.3)$$

$$G_{2,1} = G_{dh} \tau + (r G_{2,1} + G_{1,0} \tau) r, \quad (3.4)$$

donde $G_{1,1}$ y $G_{1,0}$ son la irradiancia incidente y reflejada en la placa respectivamente, $G_{2,1}$ es la irradiancia incidente en la cubierta cercana a la placa, G_{dh} la irradiancia que incide en la cubierta exterior y ρ_d es la reflectancia de la superficie absorbente.

La transmitancia total del sistema de cubiertas es definida como la razón de la irradiancia $G_{1,1}$ a la irradiancia incidente G_{dh} , en nuestro caso [Wijeyesundera (1975)]:

$$\tau_T = G_{1,1}/G_{dh}, \quad (3.5)$$

obteniéndose

$$\tau_T = \tau^2 / [(1 - (1 - \tau)^2)(1 - (1 - \tau) \rho_d) - \rho_d(1 - \tau)\tau^2], \quad (3.6)$$

donde $\rho_d = (\tau_a/\tau - \tau_a)$ [Duffie y Beckman (1991)]. $\tau_a = \exp(-KL/\cos \theta_2)$, y $\theta_2 = \sin^{-1}(\sin \theta_1/n)$. τ_a es la transmitancia efectiva, K el coeficiente de extinción del material de la cubierta (4 m^{-1} para el conocido como agua blanca), L el grosor de esta última, θ_1 el ángulo de incidencia de la radiación, n el índice de refracción del material de la cubierta (1.526 para el vidrio), y θ_2 el ángulo de refracción.

La radiación que absorbe finalmente la placa del colector se obtiene multiplicando la absorbancia de esta última por $(\tau_T G_{dh})$, es decir;

$$E_{1p} = (\tau_T \alpha) G_{dh}, \quad (3.7)$$

siendo E_{1p} la irradiancia incidente sobre la placa.

La radiación solar que llega a la cubierta exterior se obtiene mediante datos experimentales proporcionados por los centros donde se efectúan mediciones de la misma (Laboratorio de Energía Solar e Instituto de Geofísica, ambos de la UNAM), o se estima mediante la relación propuesta por Palacio y Rodríguez, expuesta en el capítulo I.

Hottel y Woertz observaron que la energía útil obtenida de un colector de placa plana depende fundamentalmente del calor transferido al medio ambiente, por lo que dedujeron una serie de relaciones empíricas para evaluar dicha dependencia, las que se han empleado como base en los estudios más recientes. Para evaluar la transferencia de calor de la placa al medio ambiente se utiliza en este trabajo la ecuación propuesta por A. Malhotra, H.P.Garg y A. Palit, dadas las características favorables que se le asocian [Garg y Datta (1984)].

El cálculo de la transferencia de calor de la placa absorbente hacia los alrededores del colector, se realiza considerando los mecanismos de transferencia de calor por convección y radiación en la parte superior de la placa absorbente, por conducción y convección en los lados y fondo del colector.

El calor cedido por la placa a su entorno a través de las

cubiertas se obtiene al sumar las transferencias por radiación y por convección. Para evaluar el coeficiente de pérdidas de calor a través de las cubiertas (UL), Malhotra, Garg y Palit proponen la relación [Garg y Datta (1984)]:

$$UL = \{(N T_p) / (C [(T_p - T_{ap}) / (N + f)]^0 + 1/h_w)\}^{-1} +$$

$$\sigma (T_p^2 + T_{ap}^2) (T_p + T_{ap}) / \{[(1/d) + (2N + f - 1)/\epsilon_c + g - N]\}, \quad (3.8)$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($5.667 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$), T_p es la temperatura media de la placa absorbente, T_{ap} es la temperatura ambiente, ϵ_c es la emitancia del material de las cubiertas, h_w es el coeficiente de transferencia convectivo entre la cubierta exterior y el medio ambiente (W.C. McAdams recomienda $h_w = 5.7 + 3.8 V$, V es la velocidad del viento) [Duffie y Beckman (1991)], N indica el número de cubiertas. C , d , e , f y g son funciones o constantes:

$C = 204.429 (\cos \beta)^{0.252} / L^{0.24}$, donde β es el ángulo de inclinación expresado en grados y L la separación entre cubiertas expresada en m.

$f = (9/h_w - 30/h_w^2)(T_a/319.6)(1 + 0.091 N)$.

$e = 0.0252$.

$d = \epsilon_p + 0.05 N (1 - \epsilon_p)$.

$g = 0$.

las temperaturas están en Kelvin.

Los coeficientes de pérdidas de calor en el fondo y parte lateral del colector son obtenidos mediante la evaluación de las resistencias al flujo de calor a través de las paredes y por convección en las proximidades de la superficie externa. Considerando que la pared es compuesta se encuentra que (ver ec. 2.16):

$$U_f = [L_a/k_a + L_b/k_b + 1/h_f]^{-1} \quad (3.9)$$

y

$$U_b = [L_a/k_a + L_b/k_b + 1/h_b]^{-1}, \quad (3.10)$$

con L_a el grosor del material aislante, L_b el grosor del material de la pared externa, k_a y k_b , las conductividades de los materiales aislante y pared externa respectivamente, h_f y h_b los coeficientes de transferencia por convección en el fondo y parte lateral respectivamente. Tabor sugirió que h_f se encuentra entre entre 12.5 y 25 $\text{W/m}^2\text{K}$ y h_b entre 5 y 10 $\text{W/m}^2\text{K}$ [Klein (1975)].

El coeficiente total de transferencia de calor por el colector resulta ser

$$U_r = U_L + U_f + U_b. \quad (3.11)$$

Duffie y Beckman graficaron el coeficiente de pérdidas en la parte superior del colector (U_r) en función de T_p , para diferentes temperaturas ambiente, temperaturas de vidrio, velocidades de viento y emisividades de la placa; y encontraron que U_{ps} es esencialmente una función lineal de $(T_p - T_{ap})$ para placas pintadas de negro con emisividades de 0.95. Sin embargo para colectores con superficies selectivas de emisividades de placa de 0.10 la función resultó no lineal [Duffie y Beckman (1974)].

La transferencia de calor total del colector al medio ambiente (Q_{PT}) se expresa por la relación:

$$Q_{PT} = U_T A_P (T_p - T_{ap}) \quad (3.12)$$

siendo A_p el área de la placa absorbente.

Conocidos Los valores de E_{ip} y Q_{pc} , se puede determinar Q_u al aplicar la ecuación (3.1). Pero también puede evaluarse mediante un análisis sobre la distribución de la temperatura en la placa, la transferencia de energía de la placa al fluido y la distribución de la temperatura en el fluido a lo largo de su trayectoria. Dado el interés en determinar el efecto de los parámetros de diseño sobre el funcionamiento del colector, se adoptará el segundo procedimiento.

En la figura 3.3 se analiza una sección de la placa absorbente, considerando dos canales adyacentes por los que circula el fluido de trabajo.

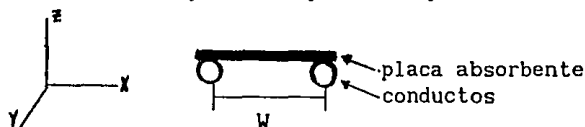


Fig. 3.3. Vista lateral de la placa absorbente con dos canales adyacentes

Denominaremos W a la separación entre los canales, g_p al grosor de la placa, D_e al diámetro exterior de los tubos, D_i al interior y B a la longitud de la placa en contacto con la parte superior de uno de los tubos.

La radiación solar que incide en la superficie superior de la placa es transformada en energía térmica, de la cual una parte se pierde al ser transferida al medio ambiente (Q_{pc}) y otra se aprovecha mediante la transferencia al fluido que circula por los conductos.

Para determinar la transferencia de calor de la placa al fluido de trabajo es necesario definir la distribución de la temperatura a lo largo de la superficie de ésta. Para ello se efectúa un balance de energía sobre un elemento diferencial apropiado.

Para simplificar el análisis se establecen las siguientes suposiciones:

1. El sistema se encuentra en condiciones de estado estacionario
2. La conducción de calor es unidimensional, en la dirección del eje x (fig. 3.3), debido al gradiente de temperatura entre el fluido que circula por los conductos y la superficie de la placa.
3. La conductividad térmica del material de la placa es constante.
4. La radiación emitida en la superficie superior de la placa es despreciable.
5. La generación de calor dentro de la placa es nula.
6. El coeficiente de transferencia de calor sobre la superficie de la placa (U_L) es constante.

El calor que cede la placa al fluido de trabajo se efectúa tanto en las partes lateral y superior de los conductos, en donde se presentan algunas variantes ocasionadas por la dirección en que se transfiere el calor, debido a ello se analizan por separado.

Al aplicar la ley de la conservación de la energía a un elemento

diferencial de la placa de longitud Δx obtenemos:

$$q_x + \Delta E_{1p} = q_{x+\Delta x} + \Delta Q_{pc}, \quad (3.13)$$

donde q_x , es el flujo de calor por unidad de tiempo que entra al elemento diferencial, $q_{x+\Delta x}$ es el flujo de calor que sale, ΔE_{1p} la energía solar incidente que absorbe la placa y ΔQ_{pc} el calor transferido de la placa a su entorno (ver fig. 3.3).

La ecuación de conducción de calor de Fourier para el flujo unidimensional se expresa [Swenson (1978)]:

$$q_x = -k_p A_s dT/dx, \quad (3.14)$$

siendo A_s , el área de la sección transversal de la placa y k_p la conductividad térmica del material.

Al combinar las expresiones 3.14 y 3.15, y reordenar términos se obtiene:

$$k_p A_p [(dT/dx)_{x+\Delta x} - (dT/dx)_x] = \Delta Q_{pc} - \Delta E_{1p}, \quad (3.15)$$

donde $\Delta Q_{pc} = U_r \Delta x \Delta y (T - T_a)$, $\Delta E_{1p} = E_{1p} \Delta x \Delta y$ y $A_p = g_p \Delta y$. Al sustituir estas equivalencias en la ec. 3.16 y luego dividir los términos por Δx , para calcular el límite cuando Δx se aproxima a cero, resulta:

$$d^2T/dx^2 = U_r/(k_p g_p) [(T - T_{ap}) - E_{1p}/U_r]. \quad (3.16)$$

Para resolver la ecuación se establecerán las siguientes condiciones de frontera [Incropera y DeWitt (1990)]: $(dT/dx)|_{x=0} = 0$ y $(T)|_{(W-B)/2} = T_b$. T_b , es la temperatura de la sección de la placa en contacto con los conductos del fluido. Para facilitar las operaciones podemos definir dos variables: $m = [U_r/(k_p g_p)]^{1/2}$ y $\psi = T - T_a - E_{1p}/U_r$.

Empleando la definición del coseno hiperbólico, la solución de la ec. (3.16) queda

$$T = T_b [\cosh(mx)/(\cosh(W-B)/2)] + [T_{ap} + (E_{1p}/U_r)] \{1 - [\cosh(mx)/\cosh[m(W-B)/2]]\}. \quad (3.17)$$

Esta ecuación expresa el comportamiento de la temperatura a lo largo del elemento de placa que se encuentra entre dos conductos consecutivos.

La energía calorífica que se transfiere por unidad de longitud en la parte lateral de los conductos se evalúa mediante la aplicación de la ley de Fourier [Duffie y Beckman (1991)].

$$q_{p-t}/\Delta L = -k_p g_p [dT/dx]|_{x=(W-B)/2}, \quad (3.18)$$

donde $Q_{p-t}/\Delta L$ es el flujo de calor por unidad de longitud transferido al tubo o conducto. $[dT/dx]_{x=(W-B)/2}$ se obtiene de la ecuación (3.19), a saber

$$[dT/dx]_{x=(W-B)/2} = \{m \tanh[m(W-B)/2]\} [T_b - (T_{ap} + E_{1p}/U_T)]. \quad (3.19)$$

para la sección donde hace contacto la placa con el conducto.

Al sustituir (3.19) en la expresión (3.18) y luego reacomodar terminos se encuentra que

$$q_{p-t}/\Delta L = (k_p g_p m/U_T) \{ \tanh[m(W-B)/2] \} [E_{1p} - U_T(T_b - T_{ap})]. \quad (3.20)$$

Esta expresión permite calcular el calor que incide en uno de los lados de cada conducto.

Para determinar el flujo de calor que el conducto recibe lateralmente considerando ambos lados, se emplea:

$$Q_{p-t}/\Delta L = (W-B) [E_{1p} - U_T(T_b - T_{ap})] \{ \tanh[m(W-B)/2] / m(W-B)/2 \}, \quad (3.21)$$

con $Q_{p-t}/\Delta L$ la rapidez de transferencia de calor total lateral a uno de los conductos por unidad de longitud. Si $\tanh[m(W-B)/2] / [m(W-B)/2] = F$ y se recurre a la expresión (3.7) entonces la ecuación (3.21) resulta:

$$Q_{p-t}/\Delta L = (W-B) F [(\tau_T \alpha) G_{dh} - U_T(T_b - T_{ap})], \quad (3.22)$$

siendo F , la eficiencia de aleta [Duffie y Beckman (1991)].

El calor cedido al fluido desde la región situada sobre el conducto, cuya longitud es B , se obtiene estableciendo un nuevo marco de referencia en la parte central, es decir en $B/2$. la distribución de la temperatura en la parte comprendida entre $(-B/2)$ y $(B/2)$ se encuentra aplicando la ecuación (3.18), resultando:

$$Q_{s-t}/\Delta L = B [(\tau_T \alpha) G_{on} - U_T(T_b - T_{ap})]. \quad (3.23)$$

Como B se aproxima a cero, al aplicar la regla de L'Hopital se encuentra que $\lim \tanh(mB/2) / (mB/2) = 1$.

El calor por unidad de longitud transferido desde la placa al conducto del fluido ($Q_{pt}/\Delta L$) en la dirección del flujo se obtiene al sumar las ecuaciones (3.22) y (3.23).

$$Q_{pt}/\Delta L = [B + F(W-B)] [(\tau_T \alpha) G_{on} - U_T(T_b - T_{ap})]. \quad (3.24)$$

Para evaluar la transferencia de calor de la placa al fluido de

trabajo se deben determinar las resistencias térmicas de los componentes siguientes: el material de soldadura para unir el tubo a la placa, el material de las paredes de los conductos (tubos), y la convección que se presenta en la pared interna de estos últimos (ver Fig. 3.4).

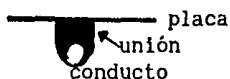


Fig. 3.4. Conducto circular unido a la placa absorbente

Para determinar el coeficiente total de pérdidas de calor; por conducción, a través del material de la unión (soldadura) y de la pared de los conductos, y por convección, en la proximidad de la pared interna, se establece que la temperatura de la soldadura en contacto con la placa es igual a la de ésta (T_b). Dado el ancho de la sección de placa en contacto con la soldadura ($2B$), adquiere forma plana, al igual que la sección de los conductos. Al aplicar la ley de Fourier de la conducción de calor resultan:

$$Q_{p-s} = - [k_s (2 B) (\Delta L)/g_s] (T_1 - T_b), \quad (3.25)$$

$$Q_{s-c} = -[k_c (2 B) (\Delta L)/g_c] (T_2 - T_1), \quad (3.26)$$

$$Q_{c1} = h_{c1} (\pi D_1) (\Delta L) (T_2 - T_1), \quad (3.27)$$

siendo k_s y g_s la conductividad térmica del material y el grosor de la soldadura, respectivamente, k_c , D_1 y g_c la conductividad térmica del material, diámetro interior y grosor de los conductos, ΔL la longitud de la sección de la placa en la dirección del flujo, h_{c1} , el coeficiente de transferencia de calor por convección, T_1 la temperatura de la superficie de la soldadura en contacto con los conductos, T_2 la temperatura de la superficie interna de los conductos y T_r la temperatura en el interior de estos últimos.

El flujo de calor por unidad de longitud a través de la unión ($Q_{p-s}/\Delta L$), de los conductos ($Q_{s-c}/\Delta L$) y el transferido al fluido por convección ($Q_{c1}/\Delta L$) son iguales dadas las condiciones de estado estacionario, al que denominaremos $Q_{pt}/\Delta L$.

Al despejar los gradientes de temperatura en cada una de las ecuaciones y sumar los miembros de las tres igualdades, se obtiene:

$$(T_b - T_r) = Q_{pt}/\Delta L [g_s/(2 D_e k_s) + L_c/(2 D_e k_c) + 1/(\pi D_1 h_{c1})]. \quad (3.28)$$

Para una posición x_0 , en la dirección del flujo, la rapidez de transferencia de calor por unidad de longitud es:

$$Q_{pt}/\Delta L = [T_b(x_0) - T_r(x_0)]/[1/C_b + 1/C_w + 1/\pi D_1 h_r(x_0)], \quad (3.29)$$

donde $C_b = 2 D_e k_s/g_s$ y $C_w = 2 D_e k_c/g_c$ [Lund (1989) y El-Assy y Clark

(1988)], Para un flujo laminar, el valor de h_{ei} es aproximadamente de $300 \text{ W/m}^2\text{C}$ [Duffie y Beckman (1991)].

La relación que expresa al calor útil suministrado al fluido de trabajo en función de parámetros físicos conocidos, como la temperatura del fluido y la temperatura ambiente, se determina al despejar $T_b(x_0)$ en la ec. (3.28) y sustituirlo en la (3.24), de donde resulta:

$$Q_{pt}/\Delta L = W F' [(\tau_T \alpha) G_{dh} - U_r (T_f(x) - T_{ap})] \quad (3.30)$$

donde

$$F' = (1/U_r) / \{ W [(1/U_r(B+(W-B)F)) + 1/C_b + 1/C_w + 1/\pi D_i h_f(x_0)] \}$$

F' , se denomina factor de eficacia del colector [El-Assy y Clark (1988)].

También se puede determinar el valor del calor suministrado al fluido de trabajo mediante el planteamiento de un balance de energía para un elemento de volumen correspondiente a una longitud del conductor (dx), considerando que este recibe un flujo uniforme de calor (Q_u). Ver fig. 3.5

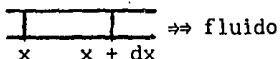


Fig. 3.5. Sección del conducto del fluido de trabajo.

Del balance de energía resulta:

$$m_f c_p [T_f(x+dx) - T_f(x)] - Q_u dx = 0, \quad (3.31)$$

con m_f rapidez de flujo másico del fluido de trabajo y c_p el calor específico del mismo.

Si L es la longitud de la tubería y W_r es el ancho total, el área total de la placa absorbente es $A_c = W_r L$. Al sustituir L por x y A_c por $W_r L$, la solución de la ecuación (3.31) resulta:

$$T_s = T_{ap} + (\tau_T \alpha) G_{dh} / U_r - [(\tau_T \alpha) G_{dh} / U_r - (T_i - T_{ap})] [\exp(-U_r A_c F' / m_f c_p)] \quad (3.32)$$

aquí T_i y T_s son las temperaturas del fluido al entrar y salir del colector respectivamente, y T_{ap} es la temperatura ambiente.

Dado que el calor colectado por el fluido a lo largo de L también se puede expresar como

$$Q_u = m_f c_p (T_s - T_i), \quad (3.33)$$

de esta expresión se despeja T_s y se sustituye en (3.32), obteniéndose:

$$Q_u = (m_f c_p A_c / A_c U_r) [1 - \exp(-U_r A_c F' / m_f c_p)] [(\tau_T \alpha) G_{dh} - U_r (T_i - T_{ap})] \quad (3.34)$$

Considerando a F' y U_r constantes la expresión (3.34) queda

$$Q_u = A_c FR [(\tau_T \alpha) G_{dh} - U_r(T_i - T_{ap})], \quad (3.35)$$

donde:

$$FR = (m_r c_p / A_c U_r) [1 - \exp(-U_r A_c F' / m_r c_p)], \quad (3.36)$$

FR, se conoce como Factor de eliminación de calor [Lunde (1981)]. También puede emplearse la temperatura media de placa para evaluar el calor útil proporcionado por el colector, para ello se emplea la ecuación [Duffie y Beckman (1991)]:

$$Q_u = A_c [(\tau_T \alpha) G_{dh} - U_r(T_p - T_{ap})]. \quad (3.37)$$

La ec. (3.35) es una forma conveniente a emplear en proyectos de aprovechamiento de la energía solar, ya que comunmente la temperatura de entrada del fluido es conocida

ii) Eficiencia del colector

La eficiencia instantánea del colector, finalmente se puede expresar mediante la siguiente relación

$$\eta = FR [(\tau_T \alpha) G_{dh} - U_r(T_i - T_{ap})] / G_{dh}. \quad (3.38)$$

La misma expresión puede emplearse para calcular la eficiencia horaria, ya que el factor 3600 empleado al calcular el calor útil horario y la insolación horaria se cancela.

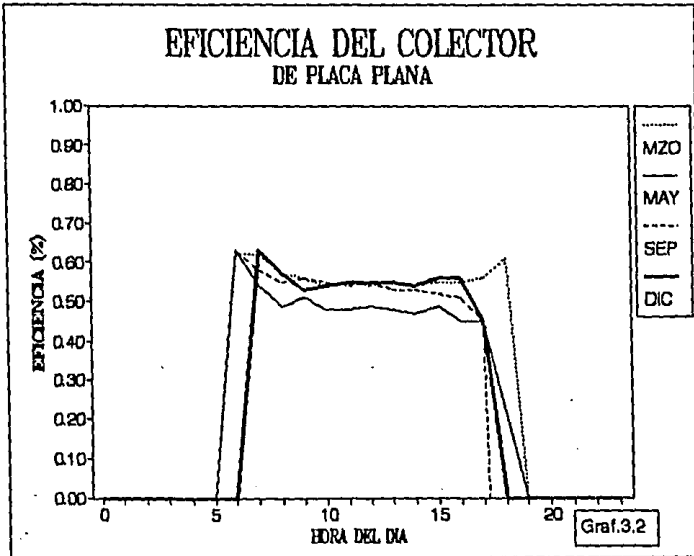
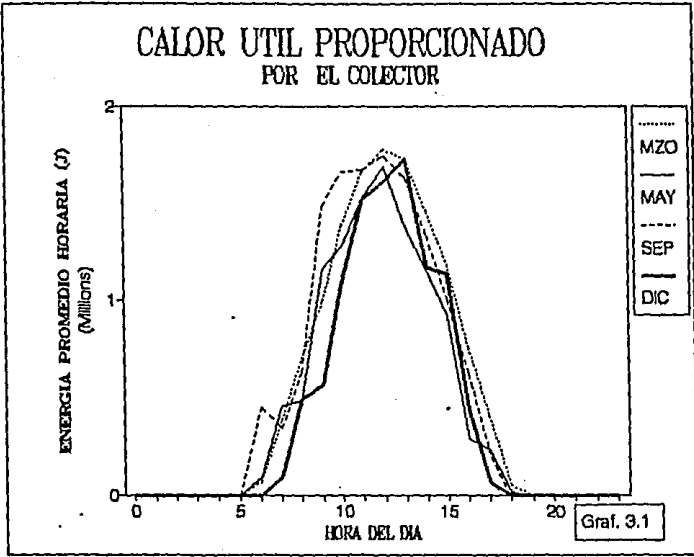
Las ecuaciones (3.37) y (3.38) serán empleadas para predecir el funcionamiento del colector solar de placa plana. El programa para evaluar su comportamiento se muestra en el apéndice III.

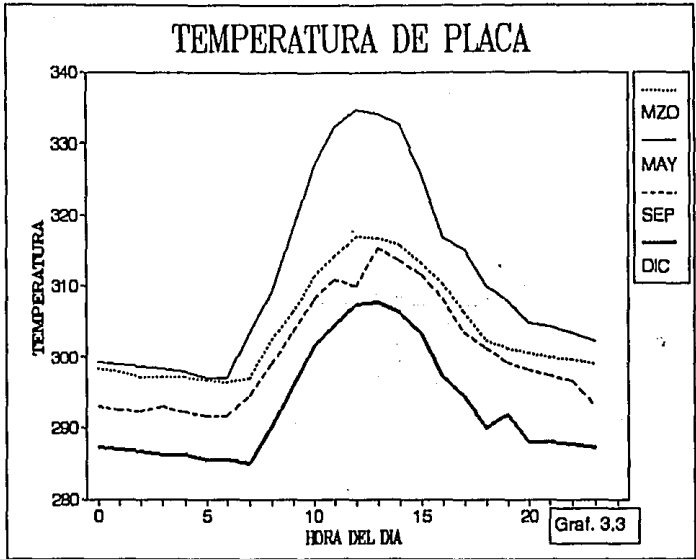
Los resultados se presentan en la gráfica 3.1, donde se observa el comportamiento de la energía útil que el colector de placa plana proporciona al fluido de trabajo, en función de la irradiancia y las temperaturas ambiente y de placa. En la gráfica 3.2 se muestra la eficiencia del colector y en la 3.3 se comparan las temperaturas ambiente del colector y de la placa.

Los resultados nos muestran que el calor útil diario obtenido de 1 m² de colector es de menor valor en diciembre (9.9 MJ) y mayor en septiembre (12.8 MJ). Para marzo y mayo su valor es de 12.5 y 10.7 MJ respectivamente. Por otra parte se obtiene que en mayo la eficiencia promedio diaria del colector es menor (0.47) mientras que en marzo cuando es mayor su valor es de 0.56. En septiembre y diciembre este coincide en 0.54. También se observa que la diferencia entre las temperaturas ambiente y de placa es mayor en mayo aún cuando ambas superan las correspondientes a los otros meses, donde la diferencia es aproximadamente de 16°C.

Se encuentra que cuando la diferencia de temperaturas (ambiente y de placa) se incrementa, el calor útil y la eficiencia decrecen. Además se observa que al disminuir el grosor de la placa la eficiencia aumenta, lo que también resulta al incrementarse el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los conductos.

Determinada la eficiencia del colector de placa plana y conocido el calor útil extraído del mismo durante los días considerados, en el próximo capítulo se analiza el funcionamiento del dispositivo destinado a almacenar el calor, así como a calentar y humidificar el aire requerido en la cámara de incubación.





ALMACENAMIENTO Y HUMIDIFICACION

4.1 Almacenamiento de energía térmica

Uno de los retos que hoy enfrentan todos los que se dedican al estudio del aprovechamiento de la energía solar, para hacerla atractiva y confiable, es encontrar la forma de almacenarla por períodos prolongados de tiempo (del orden de días). Encontrar un mecanismo que permita almacenar el exceso de energía solar cuando ésta incide con toda su plenitud, para usarla cuando no está disponible, ha motivado una amplia investigación en todo el mundo. Los resultados obtenidos hasta hoy, se basan en el desarrollo de sistemas donde la energía solar puede ser almacenada térmicamente en la forma de; calor sensible, calor latente y calor asociado con reacciones químicas [Meinel y Meinel (1972) y Robinson (1974)]

Las opciones para almacenar energía solar, estudiados en la actualidad son:

1. Almacenamiento térmico

a) Mediante calor sensible

b) Mediante calor latente

2) Almacenamiento por conversión termoquímica y fotobiológica

a) Descomposición del agua por electrólisis

b) Descomposición de una sustancia en estado

condensado (líquido o sólido) en un componente gaseoso y otro condensado.

c) Plantación de vegetales para su posterior uso como combustibles. Por ejemplo el cultivo de algas.

El almacenamiento mediante calor sensible se obtiene al calentar algunos fluidos o materiales sólidos contenidos en depósitos aislados térmicamente, con lo que incrementan y conservan temporalmente su temperatura.

El almacenamiento en la forma de calor latente consiste en utilizar ciertos tipos de sales y parafinas que se vuelven líquidas al ser calentadas y se solidifican nuevamente al enfriarse. En el proceso de fusión estos materiales absorben calor y al solidificarse lo liberan, y es este último proceso el que se pretende aprovechar para obtener calor [Fouda et al. (1984)]. La conversión termoquímica y fotobiológica viene siendo aún objeto de estudio experimental [Meinel y Meinel (1982)].

Estudios realizados sobre el aprovechamiento de la energía solar han mostrado que el almacenamiento de calor, mediante el calentamiento de agua, representa uno de los mecanismos más práctico y económico [Huang (1989)]. Este es el que se adopta en el presente trabajo.

La ecuación básica para determinar el calor sensible almacenado en una cierta masa de material es:

$$Q_a = \rho c_e V \Delta T \quad (4.1)$$

donde Q_a es el calor almacenado, ρ , c_p y V la densidad, calor específico y volumen del medio de almacenamiento respectivamente, y ΔT representa la variación de la temperatura.

Los materiales de mayor uso como medio de almacenamiento de calor sensible son: agua, piedras o rocas y metales (tales como el sodio en forma líquida) [Robinson (1974)]. La substancia que ofrece mejores condiciones es el agua, ya que además de su bajo costo posee una elevada capacidad calorífica, para 1 m^3 ($\rho \text{ c}_p \text{ V} = 4.2 \times 10^6 \text{ J/K}$) [Meinel y Meinel (1982)].

1) Calentamiento de agua mediante un colector solar de placa plana

El calentamiento de agua mediante un colector solar de placa plana ha sido hecho tradicionalmente en dos formas básicas; mediante circulación forzada o mediante circulación natural.

En el sistema de flujo forzado se emplean una o más bombas para hacer circular el fluido con altos valores de flujo en todo el sistema; colector-tanque de almacenamiento-dispositivo de carga.

En el sistema de circulación natural, también denominado termosifónico, el agua contenida en el colector es calentada durante el trayecto dentro de éste, provocando una estratificación en el sistema, lo que a su vez genera el ascenso del fluido desde la salida del colector a la entrada del depósito de almacenamiento. Durante las noches o períodos de insuficiente radiación solar, la placa del colector se enfría generando una inversión del flujo si no se toman medidas para evitarlo.

En los últimos años se ha encontrado que el empleo de la circulación forzada con bajo flujo ocasiona una estratificación de la temperatura en el tanque de almacenamiento, lo que permite un mejoramiento del funcionamiento del sistema, comparado con los dos sistemas tradicionales. Además con este último procedimiento se reducen los costos; sistemas de bajo flujo permiten una reducción en la tubería, potencia de bombeo, plomería y costo de los intercambiadores de calor Hollands y Lighthstone (1989).

Los sistemas de calentamiento solar de agua termosifónicos han ganado popularidad tanto en la investigación como en la práctica [Huang (1989)]. En los últimos 20 años se han realizado estudios sobre el funcionamiento de este tipo de dispositivos, y se ha encontrado que la eficiencia se incrementa con la altura relativa entre el tanque de almacenamiento y el colector, existiendo una altura óptima que se encuentra entre 30 y 80 cm [Ong (1976) y Vaxman y Sokolov (1986)].

En el presente trabajo se plantea la circulación termosifónica entre el colector y el tanque de almacenamiento, y, entre el tanque e incubadora (dispositivo de carga); se recurrirá al empleo de bombas para hacer impulsar el aire, (con un flujo del orden de 0.01 kg/s).

Los factores que afectan el funcionamiento de un calentador solar de agua termosifónico están relacionados con el diseño y con las condiciones de operación. Los factores de diseño se refieren al tamaño y propiedades térmicas del tanque de almacenamiento y tubería de conexión, a la altura relativa entre el tanque de almacenamiento y colector, y a la resistencia térmica del circuito. Los factores de operación incluyen la demanda de calor por el dispositivo de carga y

las condiciones meteorológicas predominantes. Algunas mediciones para sistemas termosifónicos con extracción de calor han mostrado que el valor del flujo es del orden de 0.02 kg/s [Young y Bergquam (1984)].

Los calentadores solares de agua termosifónicos, pueden ser clasificados de acuerdo al número de veces que el fluido de trabajo circula durante el día, desde el colector al tanque de almacenamiento. Es denominado de un solo paso si el fluido circula solo una ocasión, y de paso múltiple cuando lo hace varias veces Norton et al. (1987)].

La descripción esquemática del sistema de calentamiento solar de agua por circulación natural que se propone emplear en nuestro caso se muestra en la Fig. 4.1.

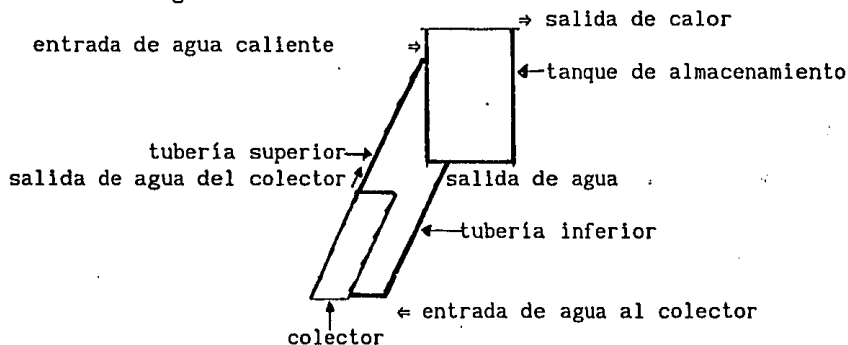


Fig. 4.1 Esquema del sistema de calentamiento solar de agua termosifónico

El dispositivo para almacenar la energía térmica captada por el colector, consiste de un recipiente metálico de forma cilíndrica recubierto con material aislante para disminuir al máximo la transferencia de calor al medio circundante. El metal debe ser anticorrosivo, y sus dimensiones deben de mantener el equilibrio con las necesidades de calor y el costo. La tubería que conecta al colector solar con el depósito debe también protegerse con material de baja conductividad térmica.

El análisis del funcionamiento del tanque de almacenamiento se realizará considerando la otra función que en el presente trabajo se le ha asignado, la humidificación de aire.

4.2 Funcionamiento térmico del almacenador-humidificador

Una vez que el fluido de trabajo alcanza un determinado nivel y temperatura en el interior del depósito, en la parte inferior se introduce aire atmosférico no saturado, tomado del medio ambiente e impulsado por una bomba. Al ponerse en contacto el aire con el agua caliente que fluye en sentido contrario se produce una transferencia de calor y de masa, que se manifiesta mediante el aumento de la temperatura y la humedad relativa del aire. Debido a su menor densidad, el aire asciende y emerge del nivel superior del agua donde es captado por medio de conductos y través de ellos es conducido a la cámara de incubación.

El análisis de lo que acontece en el interior del dispositivo

almacenador-humidificador requiere conocimientos de transferencia de calor, transferencia de masa y mecánica de fluidos. Pero si se observan los estados de entrada y salida, es posible aplicar los principios de conservación de energía y de masa al sistema para determinar su funcionamiento Reynolds (1980). El diagrama esquemático se presenta en la fig.4.2.

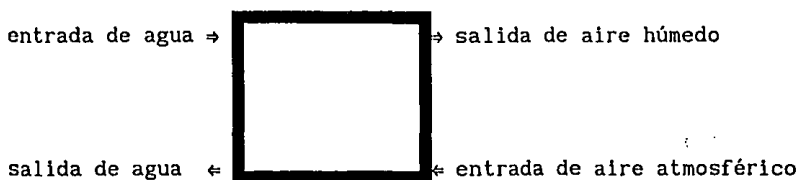


Fig.4.2. Diagrama esquemático del dispositivo almacenador-humidificador

Las suposiciones sobre el funcionamiento de nuestro dispositivo son:

1. El sistema se encuentra en estado estacionario
2. El aire es insoluble en el agua
3. La variación de la energía cinética para los estados de entrada y salida tanto para el agua como para el aire es despreciable.
4. La variación de la energía potencial para los estados de entrada y salida tanto para el agua como para el aire es despreciable.
5. El trabajo neto realizado por o sobre el sistema es cero

Un flujo de aire a la temperatura y humedad relativa ambiental se pone en contacto con el agua que se encuentra a mayor temperatura, y como resultado de la difusión y transferencia de calor entre el aire y el agua, el aire sale en condiciones de temperatura y humedad diferentes a aquellas con las que entró.

1) Balance de masa y energía

El balance de energía para el sistema, se expresa:

$$M_{L1} h_{L1} + M_{G1} h_{G1} = M_{L2} h_{L2} + M_{G2} h_{G2} + Q_{pd}, \quad (4.2)$$

siendo M_{L1} y M_{L2} la rapidez del flujo másico de agua en la entrada y salida del sistema respectivamente, M_{G1} y M_{G2} la rapidez del flujo másico de aire en la entrada y salida, h_{L1} y h_{L2} es la entalpía específica del agua en la entrada y salida, h_{G1} y h_{G2} entalpía específica del aire en la entrada y salida, y Q_{pd} es la transferencia de calor entre el depósito y su entorno.

El balance de materia resulta

$$M_{L1} + M_{G1} = M_{L2} + M_{G2}, \quad (4.3)$$

donde $M_{G1} = M_{a1} + M_{v1}$ y $M_{G2} = M_{a2} + M_{v2}$. M_{a1} y M_{a2} son los flujos

másicos de aire seco en la entrada y salida del sistema respectivamente, cumpliéndose que $M_{a1} = M_{a2} = M_a$. M_{v1} y M_{v2} son los flujos másicos de vapor de agua.

Al sustituir las equivalencias de M_{G1} , y M_{G2} en la ecuación (4.3) se obtiene que

$$M_{L1} - M_{L2} = M_{v2} - M_{v1}. \quad (4.4)$$

Empleamos la humedad específica, cuya definición es:

$$HE = M_v/M_a, \quad (4.5)$$

de donde $M_v = M_a HE$, es decir $M_{v1} = M_a HE_1$ y $M_{v2} = M_a HE_2$. Al sustituir estas expresiones en la ecuación (4.4) se encuentra que

$$M_{L1} - M_{L2} = M_a (HE_2 - HE_1), \quad (4.6)$$

con HE_1 y HE_2 las humedades específicas del aire en la entrada y salida del sistema respectivamente.

De la ecuación (4.2) se obtiene que

$$M_{L1} HL_1 - M_{L2} HL_2 = M_{G2} HG_2 - M_{G1} HG_1 + Q_{pd},$$

en donde al sustituir M_{G1} , M_{G2} y M_{L2} de las ecuaciones (4.3) y (4.6) resulta:

$$M_{L1} (h_{L1} - h_{L2}) = M_a (h_{G2} - h_{G1}) + M_a (HE_2 h_{G2} - HE_1 h_{G1}) - M_a h_{L2} (HE_1 - HE_2) + Q_{pd}. \quad (4.7)$$

De las propiedades de la mezcla de gases, se encuentra que la entalpía del aire húmedo es la suma de las entalpías de los componentes, por lo que se obtiene que:

$$h_{G1} = h_{a1} + HE_1 h_{v1}, \quad (4.8)$$

$$h_{G2} = h_{a2} + HE_2 h_{v2}, \quad (4.9)$$

donde h_{a1} y h_{a2} son las entalpías por unidad de masa del aire seco, en la entrada y salida del sistema respectivamente. h_{v1} y h_{v2} son las entalpías por unidad de masa del vapor de agua.

Por otra parte $h_{a1} = h_{0a} + c_{pa} (T_{a1} - T_0)$, $h_{a2} = h_{0a} + c_{pa} (T_{a2} - T_0)$, $h_{v1} = h_{0v} + c_{pv} (T_{a1} - T_0)$ y $h_{v2} = h_{0v} + c_{pv} (T_{a2} - T_0)$ [Segura (1988)]. Siendo $h_{0a} = 611 \text{ J/kg}$, la entalpía de referencia para el aire seco, c_{pa} el calor específico del aire seco, T_{a1} la temperatura del aire al entrar al sistema, $T_0 = 0^\circ \text{C}$, la temperatura de referencia del aire seco (es la misma para el vapor de agua), $h_{0v} = 2500.8 \text{ kJ/kg}$, entalpía de referencia para el vapor de agua, c_{pv} el calor específico del vapor de agua y T_{a2} la temperatura del aire al salir del sistema.

Al sustituir las equivalencias de h_{a1} , h_{a2} , h_{v1} y h_{v2} en las

expresiones (4.8) y (4.9), se obtiene que

$$hg_1 = h_{0a} + (c_{pa} + HE_1 c_{pv}) (T_{a1} - T_0) + HE_1 h_{0v}, \quad (4.10)$$

$$hg_2 = h_{0a} + (c_{pa} + HE_2 c_{pv}) (T_{a2} - T_0) + HE_2 h_{0v}. \quad (4.11)$$

La entalpía específica del aire en la entrada del almacenador-humidificador queda:

$$h_{at} = h_{0a} + (c_{pa} + HE_A c_{pv}) (T_{ap} - T_0) + HE_A h_{0v}, \quad (4.12)$$

con HE_A , la humedad específica del aire atmosférico.

Para el caso del agua la diferencia de entalpías se expresa en función de la diferencia de temperaturas [Sears y Salinger (1980)].

$$h_{L1} - h_{L2} = C_{pL} (T_{L1} - T_{L2}), \quad (4.13)$$

siendo C_{pL} , el calor específico del agua a presión constante, T_{L1} y T_{L2} las temperaturas del agua en la entrada y salida del sistema, respectivamente.

ii) Transferencia de calor al medio ambiente

El flujo de calor transferido por el agua a su entorno a través de las paredes del almacenador-humidificador se determina aplicando la ecuación de la ley de Fourier de conducción de calor y la ecuación de campo de Fourier para el caso de no generación de calor y propagación radial (Incropera y DeWitt (1990)). Se propone que el depósito tenga forma cilíndrica y que esté recubierto por una capa de material de baja conductividad térmica, como se muestra en la figura 4.3.

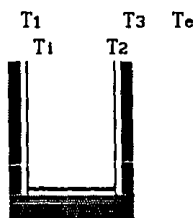


Fig. 4.3. Paredes compuestas del almacenador-difusor

La temperatura de la superficie interna es T_1 , la de la interfase es T_2 , la de la superficie externa es T_3 , las de las proximidades a las superficies interna y externa son T_1 y T_e respectivamente.

La ecuación de Fourier de conducción de calor establece que:

$$Q_{pd} = -k_m (2\pi r L_d) dT/dr, \quad (4.14)$$

donde k_m es la conductividad del material, r y L_d el radio y la altura del cilindro respectivamente.

La distribución de la temperatura en el cilindro se determina a partir de la ecuación de calor expresada en coordenadas cilíndricas:

$$(1/r) d/dr(k_m r dT/dr) = 0, \quad (4.15)$$

Al establecer las condiciones de frontera: $T(r_1) = T_1$ y $T(r_2) = T_2$, se obtiene la solución general:

$$T(r) = (T_1 - T_2) [\ln(r/r_2)]/\ln(r_1/r_2) + T_2, \quad (4.16)$$

con r_1 y r_2 , distancias desde el centro del cilindro a las superficies interna y externa de la pared del depósito (no se considera el material aislante).

Al derivar la ecuación (4.15), resulta :

$$dT/dr = (1/r) (T_1 - T_2)/\ln(r_1/r_2). \quad (4.17)$$

se sustituye (4.17) en (4.14) y se obtiene que

$$Q_{pd} = 2 \pi k L_d (T_1 - T_2)/\ln(r_1/r_2). \quad (4.18)$$

para el caso de una pared compuesta por dos materiales diferentes, con transferencias por convección en las proximidades de las paredes interna y externa, resulta [Incropera y DeWitt (1990)]:

$$Q_{pd} = (T_1 - T_e) / [1/(2 \pi r_1 h_1 L_d) + \ln(r_2/r_1)/(2 \pi k_{1d} L_d) + \ln(r_3/r_2)/(2 \pi k_{2d} L_d) + 1/(2 \pi r_3 L_d h_3)], \quad (4.19)$$

donde h_1 y h_3 son los coeficientes de transferencia por convección en las proximidades de las superficies interna y externa. T_1 y T_e son las temperaturas del agua en el interior del depósito y del medio ambiente de éste, k_{1d} es la conductividad térmica del material de la pared del tanque de almacenamiento y k_{2d} la conductividad térmica del material aislante que cubre al depósito.

El hecho de agregar material aislante a un cilindro incrementa la resistencia a la conductividad, pero también incrementa el área convectiva de transferencia de calor, por lo que se determina un radio crítico para determinar el espesor óptimo para el material aislante [Incropera y DeWitt (1990)].

iii) Transferencia de calor y humedad al aire atmosférico

Una vez determinada la razón de transferencia de calor Q_{pd} de la ecuación (4.19), la ec. (4.7) queda en la forma siguiente:

$$Q_u = Q_{tad} + Q_{pd}, \quad (4.20)$$

de esta expresión se encuentra que $M L_1 C_{pL} (T_{L1} - T_{L2}) = Q_u$, donde Q_u es el calor útil obtenido del colector solar. Q_{tad} es el calor que se transfiere al aire durante el contacto con el agua.

Al calcular la diferencia de entalpías para la salida y entrada del aire en el depósito, se obtiene:

$$Q_{\text{ad}} = M_a (h_{c1} - h_{at}), \quad (4.21)$$

La ecuación (4.20) nos expresa la ley de la conservación de la energía, que se manifiesta en el depósito difusor: la energía que entra al depósito (suministrada por el colector) es igual a la energía que sale (una parte cedida al medio ambiente a través de las paredes y otra proporcionada al aire a emplear en el proceso de incubación).

Las ecuaciones 4.20 y 4.21 nos permiten predecir el funcionamiento del dispositivo de almacenamiento y humidificación, conocidas las necesidades energéticas de la unidad de incubación y las condiciones ambientales. Apoyados en estas ecuaciones podemos determinar la demanda de energía al colector solar.

Los resultados que muestran el comportamiento de la temperatura del agua en el almacenador-humidificador se presentan en la gráfica 4.1, la rapidez del flujo de aire húmedo al salir del agua se observa en la gráfica 4.2, la energía que se transfiere al aire atmosférico para que adquiera las condiciones de temperatura y humedad requeridas por el proceso de incubación se indica en la gráfica 4.3 y la demanda de energía al colector solar por el subsistema formado por el almacenador-humidificador y la cámara de incubación se observa en la gráfica 4.4.

El programa desarrollado para evaluar el comportamiento del almacenador-humidificador se presenta en el apéndice IV.

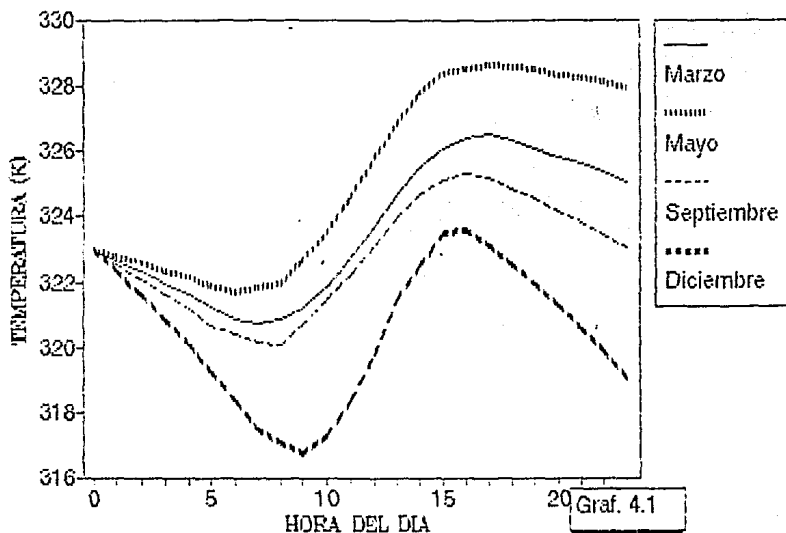
Los resultados muestran que la variación de la temperatura del agua para los 4 días evaluados es de 13 K (316 a 329 K), obteniéndose los valores más altos en mayo cuando la temperatura promedio diaria es de 325 K, para marzo ésta es de 323 K, para septiembre de 322 K y para diciembre de 319 K. El área de la placa del colector es de 3 m² para los meses de marzo, mayo y septiembre, y de 6 m² para diciembre. También se encuentra que la temperatura del agua depende de la capacidad del recipiente de almacenamiento, a mayor capacidad la variación de temperatura es menor.

Por su parte, la rapidez del flujo de aire al salir del depósito presenta su valor más bajo en el mes de mayo, manteniéndose entre 2 y 14 kg/h, en marzo oscila entre 8 y 20 kg/h, en septiembre entre 15 y 29 kg/h y para diciembre la variación se encuentra entre 23 y 58 kg.

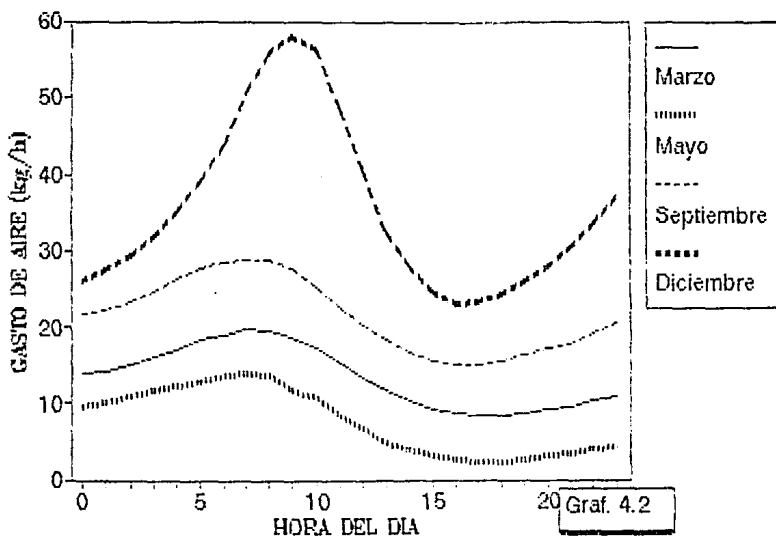
En relación con la energía que debe transferirse al aire atmosférico para que adquiera las condiciones de temperatura y humedad solicitadas por el proceso de incubación, se obtiene que el mes de mayo presenta las mejores condiciones pues corresponde al menor valor (8.98 MJ), seguido por marzo con 22.07 MJ, luego por septiembre con 30.23 MJ y finalmente diciembre con 66.60 MJ. La demanda de energía al colector solar que incluye a la energía transferida al aire atmosférico y a la que es transferida al entorno del depósito a través de sus paredes muestra el comportamiento siguiente: mayo (16.70 MJ), marzo (30.29 MJ), septiembre (39.94 MJ) y diciembre (77.50 MJ).

En el siguiente capítulo se analiza el sistema integrado de incubación.

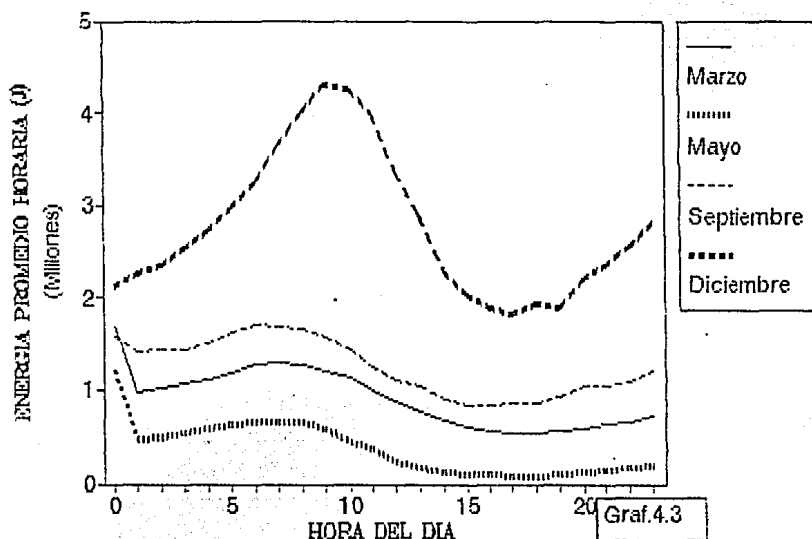
TEMPERATURA DEL AGUA EN EL ALMACENADOR-HUMIDIFICADOR



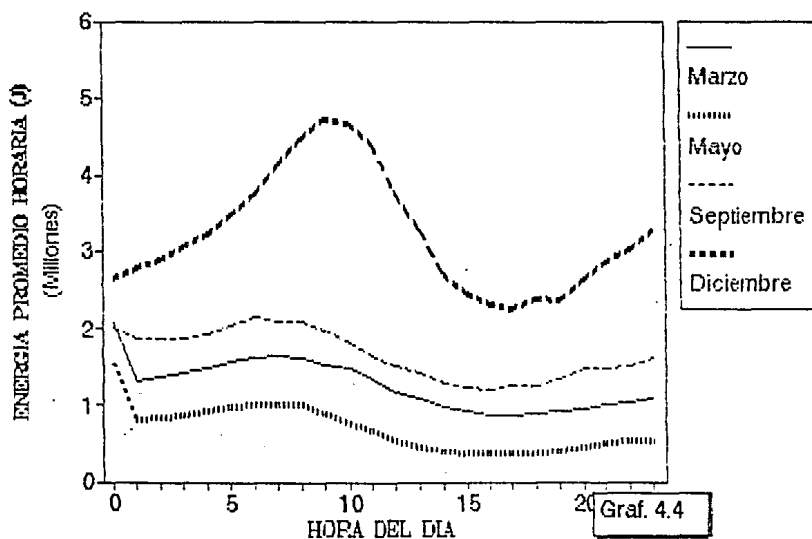
RAPIDEZ DEL FLUJO DE AIRE EN EL ALMACENADOR-HUMIDIFICADOR



CALOR CEDIDO AL AIRE EN EL ALMACENADOR-HUMIDIFICADOR



DEMANDA DE ENERGIA AL COLECTOR SOLAR



SISTEMA GLOBAL DE INCUBACION

Una vez analizado por separado el comportamiento térmico de cada uno de los componentes que conforman el sistema de incubación solar, en esta parte del trabajo se describe y analiza el sistema de incubación completo. La integración de los dispositivos de captación solar, almacenamiento y humidificación y cámara de incubación para estudiar termodinámicamente el funcionamiento del sistema acoplado y, deducir el modelo matemático que permita simular su comportamiento, representa el objetivo central del presente estudio.

El reto por aprovechar la energía solar en la realización de procesos de interés para la humanidad, implica un cuidadoso análisis científico y técnico, dada la necesidad de mostrar la competitividad del recurso solar en aplicaciones donde también se emplean los recursos energéticos convencionales. Lo anterior es mucho más importante cuando se plantea la innovación de tecnologías, que es lo que aquí se plantea, pues la incubación de huevos de gallina empleando energía solar es un tema ausente en la literatura científica y tecnológica actual. Como ya se comentó, la propuesta de una incubadora solar e incluso la propuesta de unificar las unidades de almacenamiento y humidificación es una aportación original.

En los capítulos del II al IV, se han analizado cada uno de los componentes que conforman al Sistema de Incubación propuesto. El estudio efectuado sobre el funcionamiento de los mismos condujo al desarrollo de modelos matemáticos por separado. En este capítulo se ensamblan los componentes y se combinan las ecuaciones matemáticas de los mismos, con la finalidad de establecer el modelo matemático para el Sistema Global de Incubación. Logrado lo anterior, se desarrolla un método de simulación por computadora para describir el comportamiento térmico del sistema de incubación solar.

Varios métodos de simulación han sido desarrollados para analizar el funcionamiento de los sistemas solares de calentamiento de agua para uso doméstico y para calefacción de espacios, principalmente, pero resultan generalmente inadecuados para la aplicación que en el presente trabajo se propone, pues algunos resultan demasiado sofisticados y otros no convenientes por el período de tiempo para el cual fueron elaborados (minutos y meses) [Huang y Hsieh (1985), Proctor y James (1986) y Reddy et al. (1987)], por lo que se establece un modelo propio para la simulación del funcionamiento de la incubadora solar.

Con la información sobre las condiciones requeridas por el proceso de incubación, el funcionamiento del colector de placa plana, el comportamiento del almacenador-humidificador y datos meteorológicos experimentales (horarios) se efectúa la simulación. Esta última permite determinar la influencia de las variables meteorológicas durante el proceso de incubación, la elección de los parámetros de diseño de los diferentes componentes del sistema y establecer los criterios para mejorar la eficiencia de la incubadora.

El análisis termodinámico del Sistema Global de Incubación se

basa en la simulación de su funcionamiento en un esquema de balances globales de energía en cada componente del dispositivo. La energía solar incidente en un colector de placa plana se utiliza para elevar la temperatura del agua en un depósito por el que transita un flujo de aire que es conducido a un recinto, obteniéndose las condiciones de humedad y temperatura requeridas por el proceso de incubación, mediante la regulación de la rapidez del flujo de aire húmedo al entrar a la cámara de incubación.

5.1. Descripción del Sistema de Incubación

El esquema del sistema de incubación completo se muestra en la fig. 5.1.

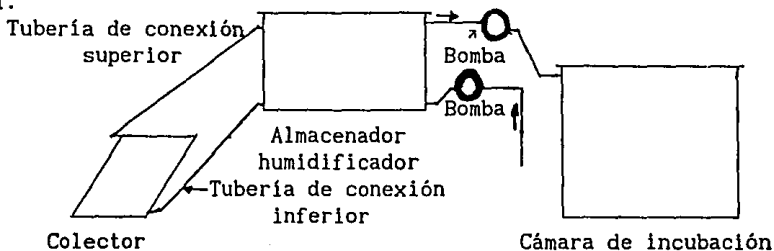


Fig. 5.1. Esquema del Sistema Global de Incubación

Para facilitar el análisis se propone que los componentes básicos del Sistema de Incubación tengan las características siguientes: la configuración geométrica de la cámara de incubación corresponda a un prisma rectangular de 1 m^3 , construida con fibra de vidrio de conductividad térmica 0.035 W/m K , esta última es reforzada con una capa de madera (0.065 W/mK) para disminuir las pérdidas de calor hacia el exterior y proteger al dispositivo del deterioro ambiental, por lo que además debe instalarse dentro de una habitación especialmente diseñada con el objeto de que la temperatura exterior sea más estable y los flujos de aire alrededor de las paredes no influyan significativamente en la transferencia de calor por convección a su entorno (ver capítulo II). El colector de placa plana analizado en el capítulo III, consiste de una placa absorbente de cobre con un grosor de $5 \times 10^{-4} \text{ m}$ y conductividad térmica de 385 W/mK , la que es revestida con pintura negra mate de absorción 0.90 y protegida por dos cubiertas de vidrio ordinario espaciadas 25 mm . Los tubos conductores del fluido de trabajo de 1 cm de diámetro interior se conectan en paralelo con una separación de 12 cm y mantienen un coeficiente de transferencia de calor convectivo de 300 W/m K . El material aislante en el fondo y lado de placa absorbente es fibra de vidrio y/o corcho con un grosor de 10 cm . Para la evaluación de la eficiencia se consideró una superficie de 1 m^2 para la placa absorbente, pero esta será una de las variables a evaluar al analizar el funcionamiento del sistema en las diferentes épocas del año. La eficiencia resultó ser 0.54 , siendo el flujo másico del agua al iniciar el funcionamiento, de 72 kg/h (0.02 kg/s). El agua caliente obtenida del colector se dirige al almacenador-humidificador, que es un depósito construido con material metálico (acero inoxidable) de conductividad térmica 52 W/m K , su forma es cilíndrica de radio 0.5 m y altura 1.25 m , es revestido

con una capa de fibra de vidrio o poliestireno ($k = 0.035 \text{ W/m K}$) y en su parte inferior se ubica un dispersor de aire, el funcionamiento de este dispositivo se trató en el capítulo IV. El problema de acondicionar térmicamente el espacio donde se efectúa el proceso de incubación se resuelve mediante el empleo de una bomba para impulsar desde el fondo del almacenador-humidificador un flujo de aire tomado del medio ambiente, el cual después de propagarse a través del agua que se encuentra a mayor temperatura, incrementa su temperatura y humedad absoluta. Se supone que el aire al abandonar el líquido alcanza la temperatura de éste y que mediante la regulación de su flujo es posible obtener las condiciones de temperatura y humedad relativa necesarias para la incubación. Mediante otra bomba se impulsa al aire húmedo hacia la cámara de incubación.

Dadas las variaciones de los factores meteorológicos a lo largo del periodo de incubación, el flujo másico del aire húmedo al entrar a la cámara mantendrá un régimen variable. La predicción de la evolución horaria de dicho flujo es una de las salidas de la simulación realizada, así como las necesidades energéticas del dispositivo completo, requeridas por las condiciones de incubación [del Río et al. (1992)].

Otros elementos tales como la tubería de conexión y controles de flujo son partes del sistema total pero no son especificados por que ellos no son explícitamente considerados en el programa de simulación. En el caso de la tubería de conexión, se emplea material de baja conductividad térmica para reducir al máximo las pérdidas de calor.

Se describen a continuación las bases físicas de la simulación de la incubadora.

5.2. Modelo matemático del sistema

El algoritmo de simulación del funcionamiento del sistema de incubación está fundamentado en los balances globales de energía en cada componente del dispositivo para condiciones de estado estacionario. En el capítulo II se obtuvo la expresión (2.23) para evaluar la relación entre la temperatura y rapidez del flujo másico al entrar a la cámara de incubación, y la (2.24) para determinar la demanda energética del proceso de incubación. La evaluación del funcionamiento del colector de placa plana realizada en el capítulo III, se obtiene mediante las ecuaciones (3.35) y (3.37) que determinan el calor útil proporcionado por el colector y la eficiencia horaria, respectivamente. El funcionamiento del almacenador-humidificador es evaluado en el capítulo IV, obteniéndose las ecuaciones (4.18) para determinar el calor transferido al medio ambiente del depósito. La ec. (4.19) para calcular la energía que el colector de placa plana debe proporcionar al sistema y la ec. (4.20) permite estimar el calor que debe proporcionarse al aire al propagarse por el agua contenida en el depósito hasta alcanzar la temperatura y humedad necesarias. Así, se mantendrán las condiciones indicadas en la cámara de incubación comentadas en el capítulo II. Para el análisis se supone adicionalmente que el volumen de control (cámara de incubación) se encuentra en estado de equilibrio local y que el aire húmedo (cuyo contenido absoluto de agua no cambia dentro de la cámara) se comporta como un gas de Van der Waals [del Río et. al (1992)]. También se requiere que el flujo de calor transferido al exterior sea normal a

las superficies del dispositivo y que el flujo del aire húmedo en el interior de la cámara de incubación sea uniforme.

El algoritmo que describe el funcionamiento del sistema global de incubación realiza cálculos horarios de las entradas y salidas de energía térmica en cada componente del dispositivo. La temperatura del agua en el almacenador-difusor y la energía cedida al flujo de aire tomado de la atmósfera para acondicionar el espacio de la cámara de incubación también son evaluados.

El balance de energía en el depósito almacenador-difusor permite en nuestro caso obtener el algoritmo del Sistema. Considerando que la tubería de conexión superior e inferior entre el colector y el tanque de almacenamiento, así como el conducto de aire que conecta al depósito y la cámara de incubación son cubiertas con material de baja conductividad térmica, las pérdidas de calor a través de sus paredes pueden suponerse despreciables. Si además se supone que la temperatura del agua en el fondo y parte superior del depósito son aproximadamente iguales de tal manera que no se considere la estratificación, la ecuación del balance de energía resulta:

$$Q_u = Q_{ad} + Q_{pd} + Q_{tad} \quad (5.1)$$

donde Q_u es la razón de calor útil proporcionada por el colector de placa plana, Q_{ad} la almacenada en el depósito, Q_{pd} y Q_{tad} son la razón de energía transferida al medio ambiente a través de las paredes y la cedida al aire atmosférico que circula en contacto directo con el agua.

Para la hora i -ésima el calor perdido a través de las paredes del almacenador-humidificador (Q_{pd}) se calcula en término de las temperaturas del agua que contiene y de su ambiente exterior (ecuación 4.18), esta última es T_{ap} en la hora $(i-1)$ -ésima:

$$Q_{pd}[i] = 3600 U_d A_d (T_{agua}[i-1] - T_{ap}[i-1]). \quad (5.2)$$

U_d es el coeficiente de pérdidas totales (conducción y convección), A_d es la superficie exterior del depósito almacenador-difusor y T_{agua} la temperatura del agua. Donde $A_d = 2\pi r_1 L + 2\pi r_1^2$ y $U_d = 1/[1/h_1 + (r_1/k_{1d})(\ln(r_2/r_1) + (r_1/k_{2d})(\ln(r_3/r_2) + r_1/r_3$ (ver ec. 4.19).

Para la misma hora, la energía transferida por el almacenador-humidificador al flujo de aire durante el trayecto desde la entrada al depósito hasta que sale en la parte superior está dado por:

$$Q_{tad}[i] = \text{Flujo}_1[i-1] [c_{ahci} (T_{agua}[i-1] - T_{ap}[i-1]) \quad (5.3)$$

donde c_{ahci} es el calor específico del aire húmedo y Flujo_1 el gasto másico del aire. Resulta que $c_{ahci} = c_{pa} + HE_2 c_{pv}$, con c_{pa} y c_{pv} los calores específicos del aire seco y vapor de agua respectivamente y HE_2 la humedad específica del aire.

Se supone que la temperatura del agua en el interior del depósito no muestra estratificación, lo que generalmente se cumple para sistemas con funcionamiento prolongado [Klein Y Beckman (1979)]. En estas condiciones el balance de energía produce:

$$T_{agua}[i] = T_{agua}[i-1] + (1/M_{L1} c_{pl})(Q_u[i] - Q_{TAD}[i] - Q_{pd}[i]) \quad (5.4)$$

siendo M_{L1} la masa de agua en el depósito y c_{pl} su calor específico.

El flujo de aire ($Flujo_1$) requerido para compensar las pérdidas de calor en la cámara de incubación queda dado por:

$$Flujo_1[i] = Q_{pci}[i] \{C_{ahc1} (T_{agua}[i] + T_{agua}[i-1]) / 2 - T_{ic}\}^{-1}. \quad (5.5),$$

En la ec. 5.5 se ha tomado para el cálculo el valor medio de la temperatura del agua en el almacenador-humidificador en la hora i y en la hora anterior $i-1$, T_{ic} es la temperatura en el interior de la cámara de incubación (311 K) y además para el cálculo horario:

$$Q_{pci} = 3600 U_c A_{c1} (T_{ic} - T_{ac}[i]). \quad (5.6)$$

U_c es el coeficiente total de pérdidas de calor de la cámara mostrado en la ec. 2.20, A_{c1} el área total externa de la misma y T_{ac} es la temperatura del recinto donde se encuentra la cámara de incubación.

Finalmente, la potencia E_{dc1} requerida por el dispositivo para el mantenimiento de las condiciones de incubación en la cámara es:

$$E_{dc1}[j] = Q_{pci}[j] + Q_{pd}[j] + Q_{sc1}[j], \quad (5.7)$$

donde el calor Q_{sc1} es la parte que el aire recibe del agua y que transporta al salir de la cámara de incubación. Su cálculo se efectúa mediante la relación

$$Q_{sc1}[j] = C_{ahc1} Flujo[j] (T_{ic} - T_{ac}[j]). \quad (5.8)$$

También se cumple que $Q_{tad}[i] = Q_{pci}[i] + Q_{sc1}[i]$.

De entrada el algoritmo supone que ha sido empleada una cantidad de energía para elevar la temperatura del agua en el almacenador-difusor a 323 K y la de la cámara a 311 K, a partir de la cual se describe la evolución temporal del sistema. No obstante, puede utilizarse el mismo algoritmo para describir la evolución del despegue de la temperatura del agua a partir de condiciones iniciales arbitrarias, lo que no puede ocurrir con la temperatura y humedad en la cámara.

5.3 Descripción del programa

El programa de cómputo fué codificado en turbo pascal y se presenta en el apéndice IV. Los datos de entrada horarios para correr el programa son: radiación solar, temperatura ambiente exterior, temperatura ambiente interior (de la habitación donde se encuentra la cámara de incubación), humedad relativa ambiental y presión atmosférica. El estado térmico inicial del sistema consiste de: la temperatura inicial del agua en el almacenador-difusor es de 323 K, temperatura y humedad relativa en la cámara de incubación, 311 K y 60 % respectivamente, los flujos máscicos de agua y aire húmedo en la entrada del colector y de la cámara de incubación son 72 kg/h y 25 kg/h, respectivamente. También se consideraron como datos de entrada los que se refieren a las características y propiedades de los materiales y fluidos (grosor, conductividad térmica, calor específico del agua, etc.).

Las partes que integran el programa tratan de: la evaluación del comportamiento del flujo máscico y la temperatura del aire húmedo en la

entrada de la cámara de incubación; la evaluación de la temperatura del agua en el almacenador-difusor en función del requerimiento energético del proceso de incubación, y la demanda de energía al colector. Los datos meteorológicos de entrada obtenidos experimentalmente son horarios, por lo que el funcionamiento del Sistema global también se hizo para el mismo rango de tiempo.

También se considera la simulación de la abertura instantánea de la cámara de incubación para evaluar el tiempo de recuperación después de cerrarla. Además se consideró el caso de la ausencia de la radiación solar en un día determinado del año para evaluar el comportamiento de la temperatura del agua en el almacenador-humidificador y determinar el tiempo en que mantiene las condiciones para que el proceso de incubación se desarrolle.

5.4 Resultados y discusión

El algoritmo fué implementado con datos de cuatro días del año, correspondientes a las diferentes estaciones, tomados en el Laboratorio de Energía Solar del IIM-UNAM por el grupo de Helioarquitectura durante 1990. Los datos fueron: temperatura interior en un recinto, temperatura exterior, insolación y humedad relativa. Los días considerados fueron el 7 de marzo, el 10 de mayo, el 14 de septiembre y el 14 de diciembre de 1990.

La comparación entre la demanda energética de la cámara de incubación y el calor útil proporcionado por el colector de placa plana se muestra en las gráficas de la 5.1a a la 5.1d, la correlación entre la rapidez del flujo másico y la demanda energética al colector se presenta en las gráficas de la 5.2a a la 5.2d, la correlación entre la temperatura del depósito almacenador-humidificador y el calor útil obtenido del colector se observa en las gráficas de la 5.3a a la 5.3d y en las gráficas de la 5.4a a la 5.4d se ve la correlación entre la temperatura del agua en el depósito y la rapidez del flujo másico del aire húmedo al salir de este último.

Por último, en la gráfica 5.5 se observa el comportamiento de la temperatura del agua en el almacenador-difusor y la razón del flujo másico del aire en la entrada de la cámara de incubación, suponiendo la ausencia de radiación solar durante cada uno de los días. También en la gráfica 5.6 puede verse el tiempo de recuperación de la temperatura en el caso de la abertura y cierre instantáneo de la cámara de incubación.

Conviene, para continuar esta sección, resaltar algunos puntos de interés sobre el funcionamiento de la incubadora que se observan en los resultados presentados anteriormente. En las gráficas de la 2.2a a la 2.2d, 4.2 y de la 5.1a a la 5.1d, se pone de manifiesto lo que es común y conocido en dispositivos solares: el período de mayor demanda energética corresponde con el de menor oferta. De modo que la primera consideración sobre los resultados es igualar las áreas bajo las respectivas curvas asegurando una oferta energética acumulada mayor o igual que la requerida. Para la incubadora esto implicó la multiplicación por un factor (dependiente de la época del año) del área del colector solar. En las gráficas de la 5.1a a la 5.1d, así como en las restantes donde la insolación aparece, la oferta se ha multiplicado por tal factor. La segunda se refiere a la necesidad de acumular parte de la energía en el período de mayor oferta para ser

utilizada en las horas de falta de insolación. Esto se hizo por calor sensible dando un valor adecuado a la masa de agua contenida en el almacenador-humidificador (980 kg). El área del colector empleado en los meses de marzo, mayo y septiembre fué de 3 m^2 , lo que resultó insuficiente para diciembre por lo que fué incrementado a 6 m^2 . Se encuentra que en marzo la oferta es de 36.8 MJ y la demanda de 30.29 MJ, en mayo la oferta es de 35.66 MJ y la demanda de 16.70 MJ, en septiembre la oferta es de 38.14 MJ y la demanda de 39.94 MJ y en diciembre son 58.71 MJ y 77.5 MJ respectivamente (la demanda incluye las energías transferidas al aire atmosférico que entra al depósito almacenador-humidificador para acondicionarlo de acuerdo a las necesidades del proceso de incubación y la que se entrega al medio ambiente a través de las paredes). Como se observa, en septiembre y diciembre la demanda supera a la oferta en, lo que indica un mayor incremento en el área de la placa del colector solar, que puede ser como mínimo a 4 m^2 para septiembre y a 9 m^2 en diciembre. En las gráficas de la 5.2a a la 5.2d se encuentra que la rapidez del flujo másico mantiene una evolución en fase con la demanda energética, lo que expresa que cuando la demanda de energía es alta la rapidez del flujo debe incrementarse. La evolución temporal de la temperatura del agua almacenada y el calor útil proporcionado por el colector solar mostrada en las figuras de la 5.3a a la 5.3d, presenta uno de los aspectos de más interés que la simulación permite estudiar: la inercia térmica del sistema. Como puede observarse la curva descendente de la temperatura del agua en el depósito es invertida a partir de las 10 hrs. aproximadamente, casi 3 hrs. después que empieza a entrar energía al dispositivo. Evidentemente la escasa disponibilidad temprana de energía solar y la inercia térmica del sistema producen el resultado de un tiempo de respuesta de casi 3 hrs. Algo análogo a lo anterior es válido para el periodo comprendido entre las 17 y 20 hrs., pero el comportamiento inercial se observa mejor cuando la insolación y la temperatura alcanzan su máximo, ya que la primera lo hace entre las 12 y 13 hrs. mientras que la segunda lo hace entre las 15 y 16 hrs. La correlación de la evolución temporal de la temperatura del agua en el depósito y la rapidez del flujo másico del aire húmedo incidente en la cámara de incubación mostrada en las gráficas de la 5.4a a la 5.4d indica un desfase de 180° , lo que implica que al disminuir la temperatura debe incrementarse la rapidez del flujo para mantener las condiciones térmicas en la cámara de incubación, en el caso de que la temperatura se mantenga alta, por ejemplo arriba de 330 K, el valor del gasto de aire es mínimo (aproximadamente cero). Otra característica de estas curvas es que la hora que corresponde al punto de donde se cruzan es aproximadamente la de la máxima insolación.

Por otra parte cuando se mantiene la ausencia de radiación solar en cualquier día del año, se observa en la gráfica 5.5, que es posible almacenar energía para alimentar a la incubadora por varias horas, por ejemplo para un día de mayo la temperatura del agua se mantiene arriba de los 311 K después de 17 hrs. de funcionamiento, en un día de marzo la temperatura del agua llega a 311 K en el mismo tiempo, en un día de septiembre sólo se almacena energía para 10 hrs. y en uno de diciembre para 4 o 5 hrs. El tiempo en que se mantiene la temperatura del agua en el depósito necesaria para la incubación depende básicamente

de la capacidad del recipiente. Se debe señalar que para situaciones en que la ausencia de radiación se prolongue, se debe disponer de un calentador auxiliar.

También se muestra en la gráfica 5.6 que en el caso de la abertura y cierre instantáneo de la cámara de incubación el tiempo de recuperación de la temperatura está en función de las condiciones de insolación y de la rapidez del flujo de aire que se proporcione a la cámara una vez que esta se cierra. Si esto se realiza en la hora de mayor insolación (12 hrs.) y se suministra aire a razón de 25 kg/h se encuentra que el tiempo de recuperación es de 9 a 10 min. en un día de marzo, de 7 a 8 min en un día de mayo, de 13 a 14 min en un día de septiembre y de 16 a 18 min en un día de diciembre.

Finalmente debe mencionarse que las condiciones de humedad en los días considerados cayeron dentro de los rangos requeridos por la incubación, no obstante, debe estudiarse cuidadosamente la transferencia de masa a las burbujas de aire en el difusor para determinar los cambios en el contenido de agua del aire. Esto no fué hecho en el presente trabajo dado que implica una descripción local de los procesos de transporte en el difusor, lo que sale del campo de estudio de la termodinámica [García-Colín (1990)]. La actual descripción, como se recordará se hace en base a balances globales de energía en cada componente del dispositivo.

A continuación se resumen los parámetros calculados en el funcionamiento de la incubadora para los días considerados:

Irradiancia instantánea máxima experimental: 965 W/m^2 .

Insolación diaria en una superficie de 1 m^2 :

Marzo	22.8 MJ	Mayo	22 MJ
Septiembre	23.5 MJ	Diciembre	18.1 MJ.

Demanda diaria de energía por la cámara de incubación (MJ):

Marzo	22	Mayo	9.2
Septiembre	29.6	Diciembre	52.1.

Colector de placa plana de 1 m^2 de superficie:

Eficiencia promedio para los 4 días 0.54

Calor útil diario (MJ)

Marzo	12.5	Mayo	10.7
Septiembre	12.8	Diciembre	9.9.

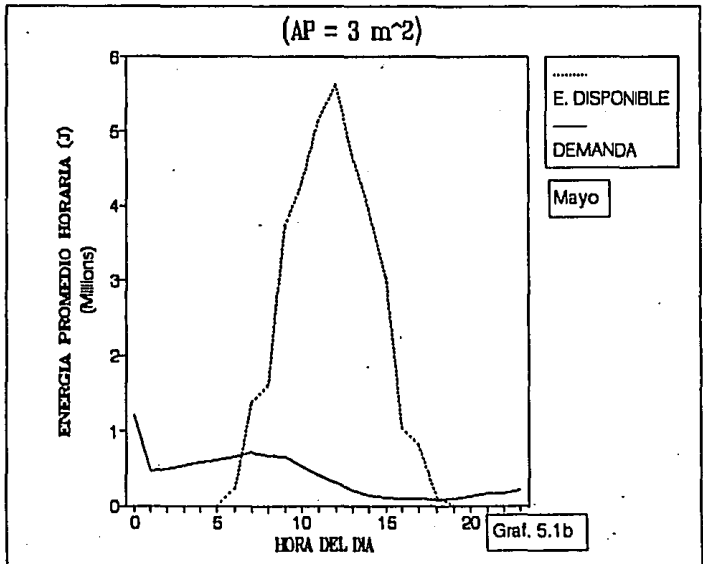
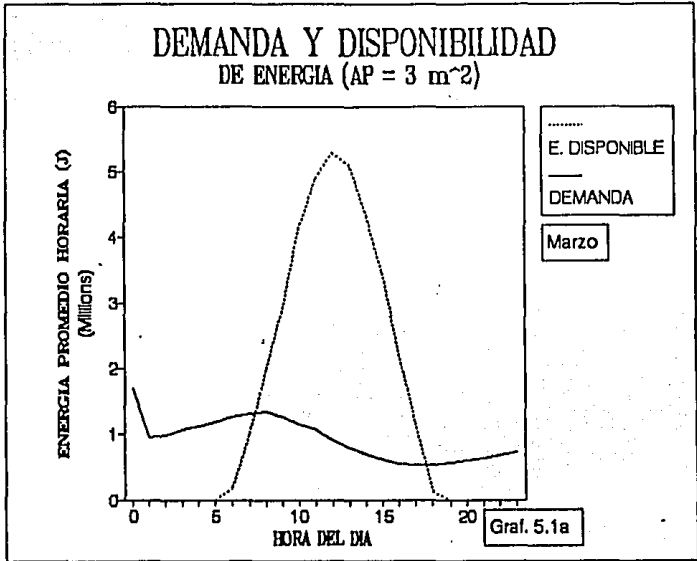
Almacenador-humificador ($V = 1 \text{ m}^3$):

	Temperatura diaria (K)	Rapidez del flujo de aire (kg/h)
Marzo	321-327	9-20
Mayo	322-329	2-14
Septiembre	320-325	15-29
Diciembre	316-322	23-58

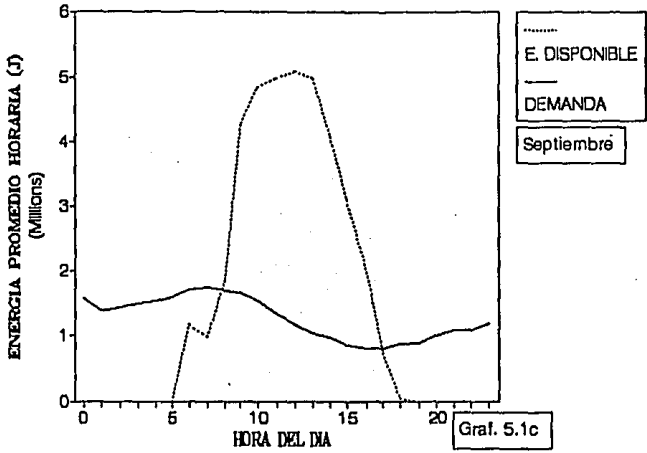
Sistema global de incubación:

	Demanda de energía	Energía proporcionada por el colector
Marzo	30.29 MJ	36.8 MJ (3 m^2)
Mayo	16.70	35.66 (3 m^2)
Septiembre	39.94	50.85 (4 m^2)
Diciembre	77.50	88.06 (9 m^2)

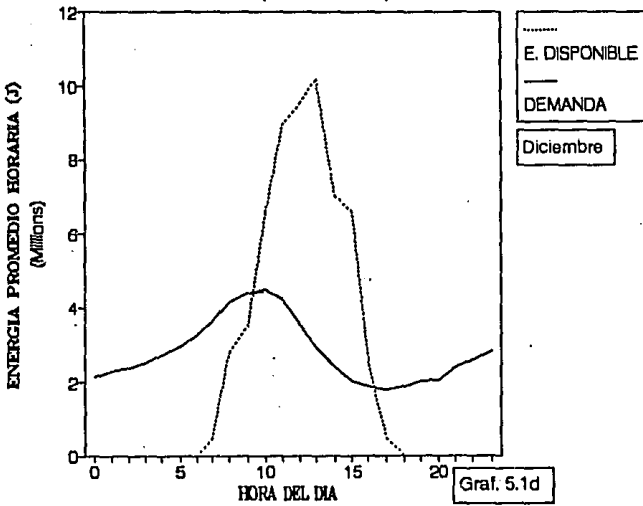
No obstante que se ha presentado en los capítulos anteriores una discusión detallada del proceso y simulación de la incubadora solar, terminamos este trabajo con los siguientes comentarios y conclusiones.

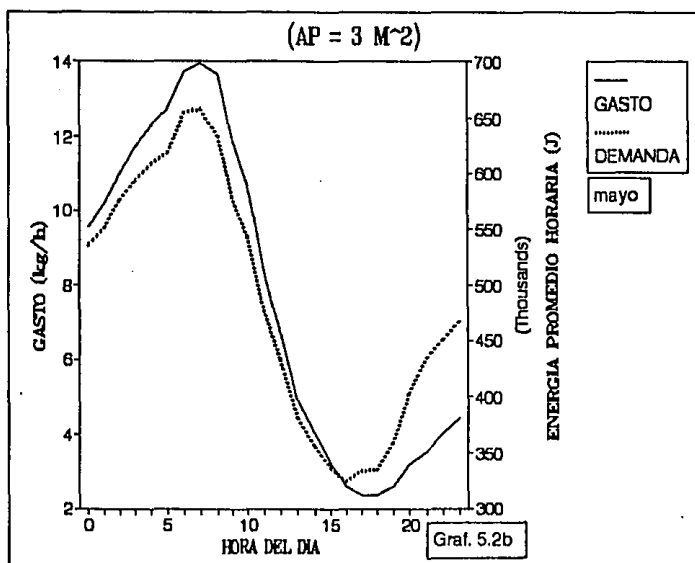
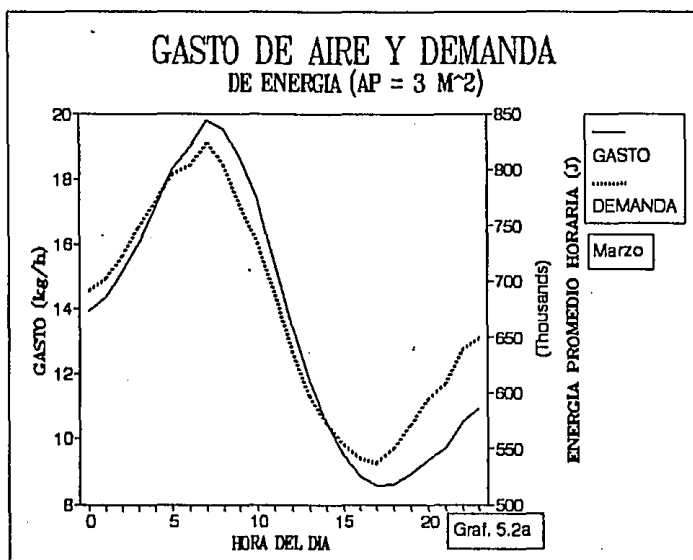


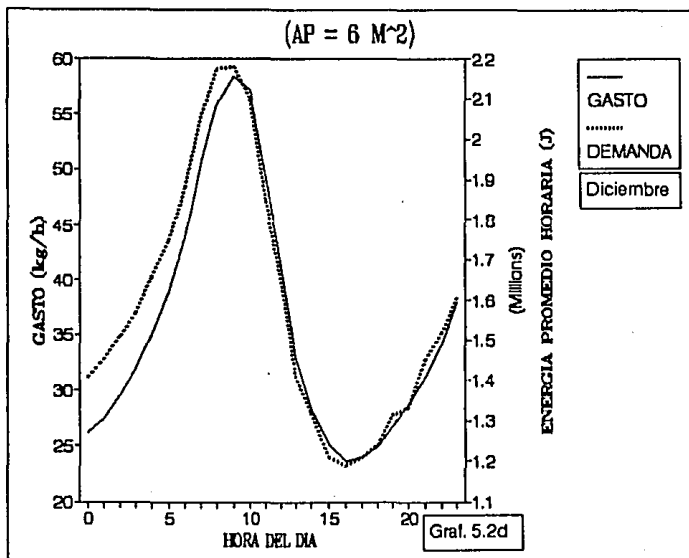
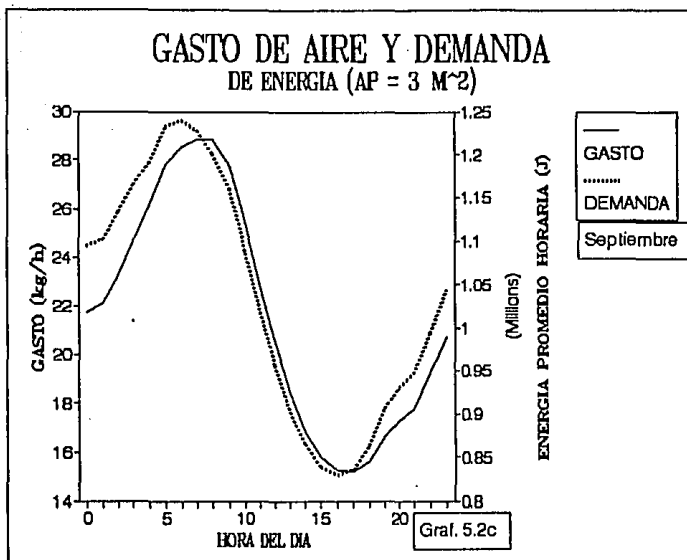
DEMANDA Y DISPONIBILIDAD DE ENERGIA (AP = 3 M²)

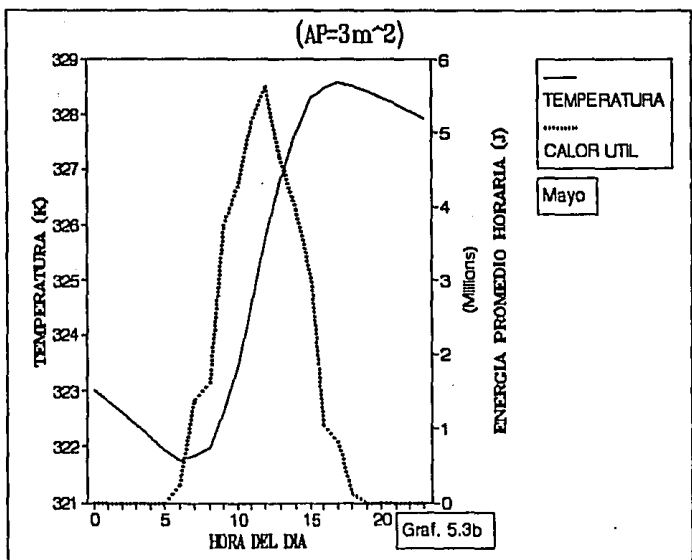
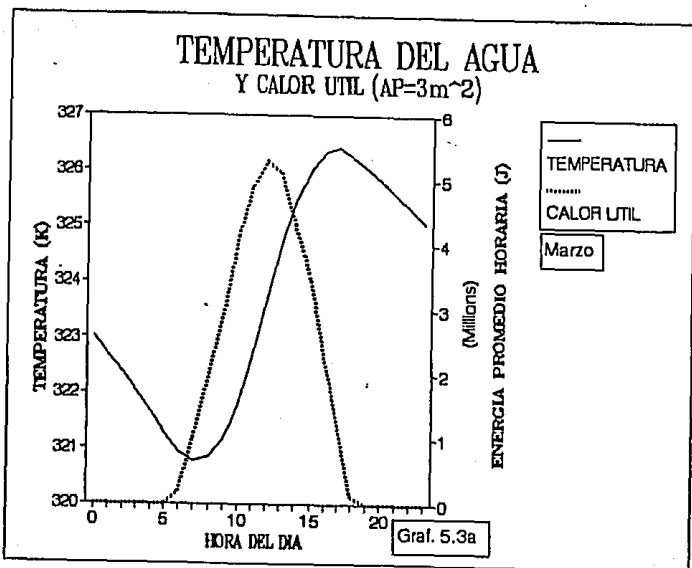


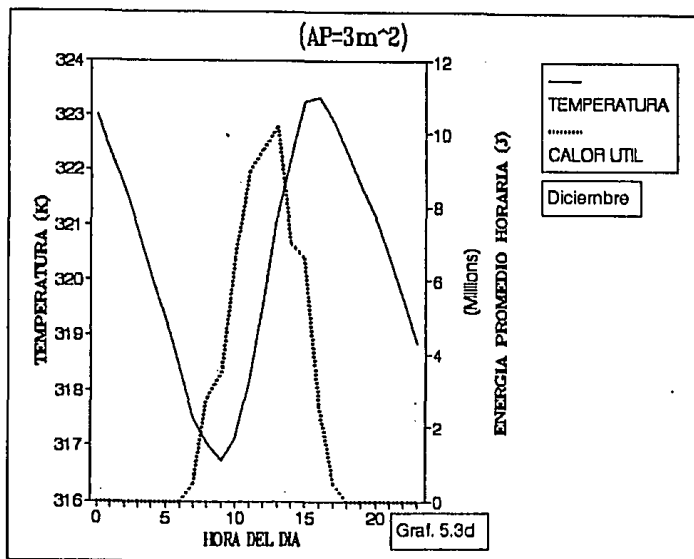
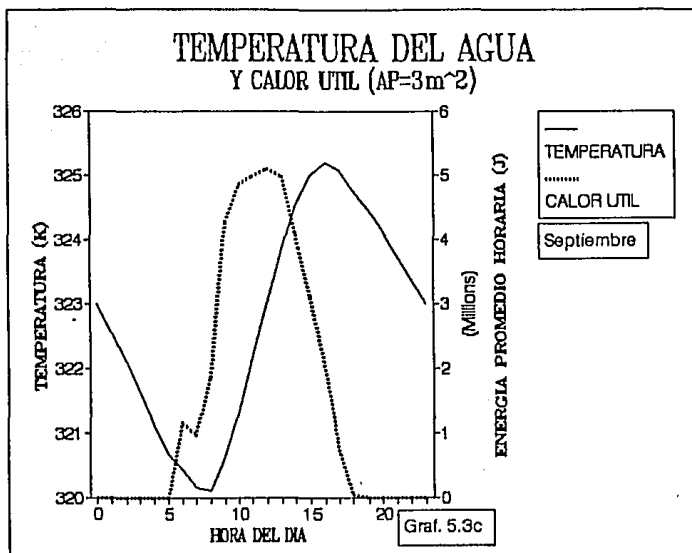
(AP = 6 M²)

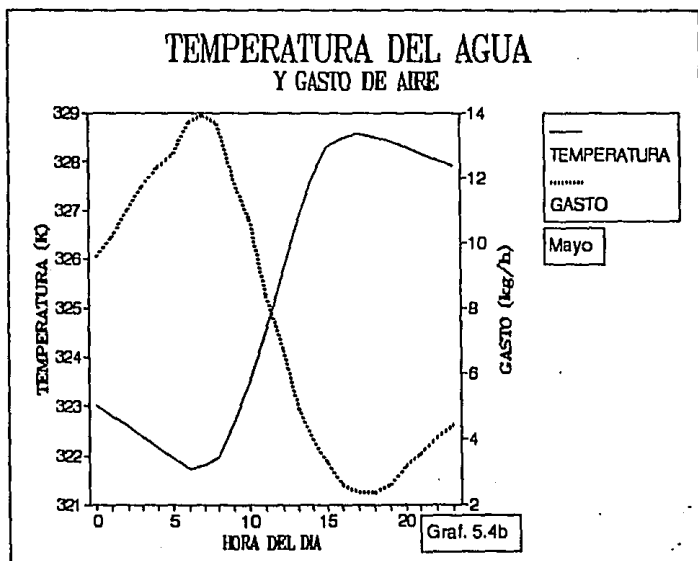
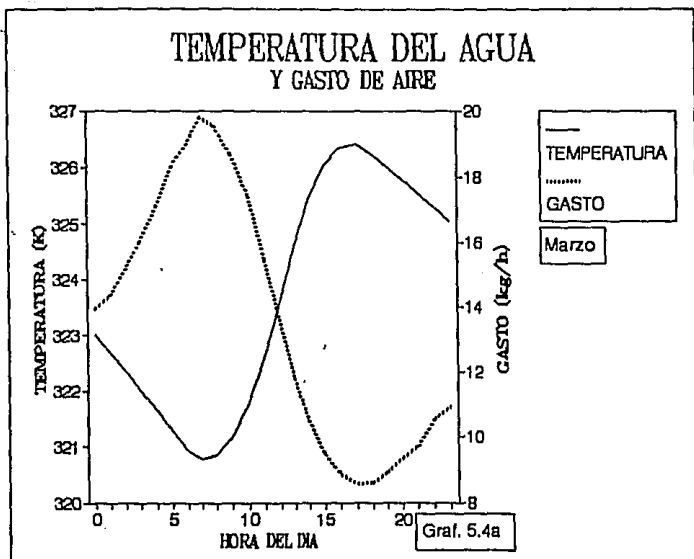


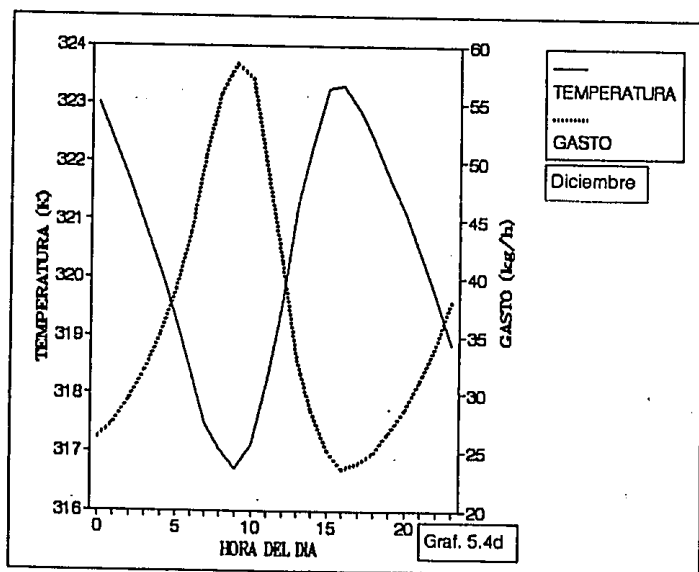
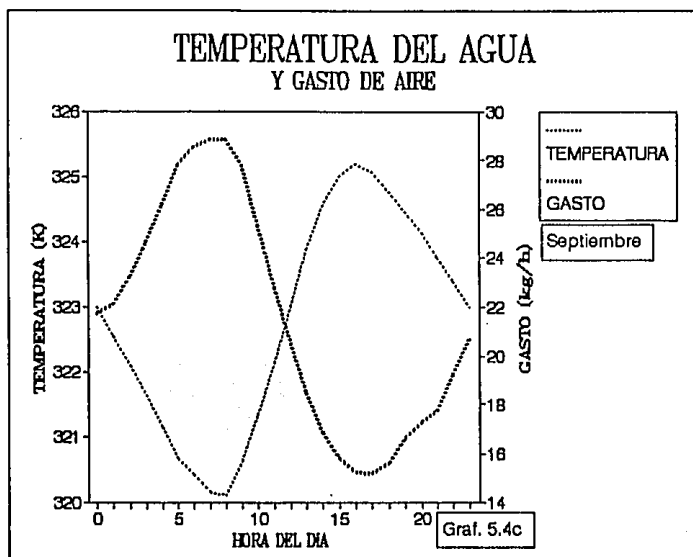




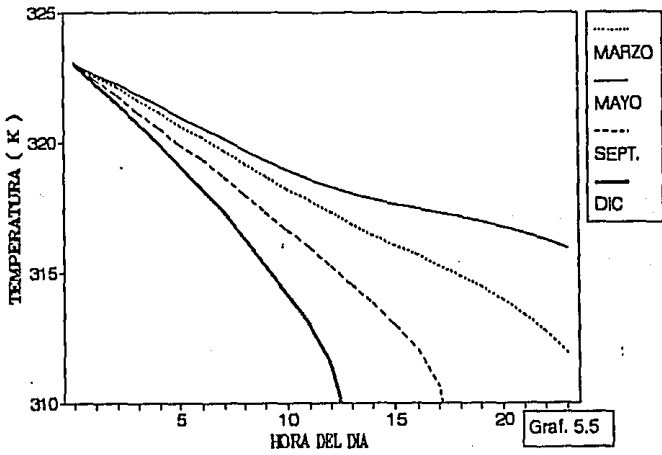




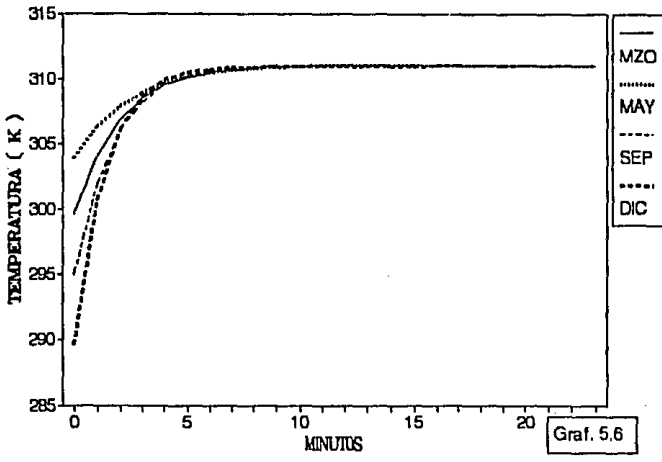




TEMPERATURA DEL AGUA EN AUSENCIA DE RADIACION



TEMPERATURA DEL AIRE AL CERRAR Y ABRIR LA CAMARA DE INCUBACION



CONCLUSIONES

En este trabajo se presenta uno de los primeros sistemas de incubación solar de huevos de gallina. A partir de su análisis termodinámico y de información meteorológica se simuló su comportamiento para diferentes épocas del año.

Se usaron mediciones de radiación solar correspondientes a la ubicación del Laboratorio de Energía Solar, pero previendo que estos datos no están disponibles en la mayoría de las poblaciones rurales, se evaluó una expresión teórica. En el capítulo I se usó la expresión de Palacio y Rodríguez para calcular la insolación global presentada, y al compararse con datos experimentales resultó satisfactoria. Por lo anterior se puede recurrir al modelo matemático, cuando no sea posible contar con datos experimentales. La diferencia entre las curvas que aparecen en las gráficas 1.1a a 1.1d es de 4% para marzo, de 1% para mayo, de 25 % para septiembre y de 12% en diciembre y siempre el dato teórico es mayor que el experimental. Se considera que las diferencias son principalmente producto de la carencia de mapas de isorradiación más específicos, pero que la simplicidad de la expresión matemática para evaluar la radiación solar durante cualquier día del año finalmente se impone ante las pequeñas discrepancias sobre todo para los meses de primavera y verano. De este primer capítulo podemos concluir que de no tener los datos experimentales el empleo de la ecuación (1.20) es recomendable.

En relación con las necesidades energéticas del proceso de incubación de una cámara de 1 m^3 , se encuentra que en mayo esta equivale a la que consume un foco de 120 watts si se mantiene encendido durante el período de incubación completo. Para diciembre que es donde la demanda de energía es mayor, equivale a la que consumen 6 de estos focos. Por lo anterior, del capítulo II se determina la posibilidad de obtener esta energía del Sol.

La evaluación del funcionamiento del colector solar de placa plana se planteó considerando que el comportamiento térmico de cada una de sus partes poseen condiciones de estado estacionario, lo que permitió deducir la ecuación matemática para definir los parámetros de diseño y la correlación entre las variables termodinámicas que expresan la sucesión de estados de equilibrio. Se encontró que los factores que afectan significativamente la eficiencia del colector son: la intensidad de la radiación solar, la diferencia entre las temperaturas de la placa absorbente y la del medio ambiente, la conductividad térmica y grosor del material de la placa, el coeficiente de transferencia en el interior de los conductos del fluido de trabajo y en general del coeficiente total de pérdidas de calor. En este trabajo no se utilizó la temperatura de placa sugerida por la literatura especializada en el tema, ya que se usaron valores experimentales, manteniéndose siempre debajo de los resultados señalados en otros trabajos. Esta decisión, en nuestra opinión nos da un mayor margen de confiabilidad en la simulación realizada.

En el almacenador-humidificador, se consideró que el agua en su interior se encontraba completamente mezclada, permitiendo así la aplicación de la ley de la conservación de la energía para un sistema en estado estacionario. Además, al considerar que el aire que se

propaga en su interior adquiere la temperatura del agua al emerger de ésta, hizo posible evaluar la energía que se debe proporcionar al aire tomado de la atmósfera, para que adquiriera las condiciones de temperatura y humedad relativa requeridas durante el proceso de incubación. Esto último permitió en consecuencia calcular la temperatura del agua durante los días analizados y con base en ello poder estimar la energía que el colector debe proporcionar para mantener el funcionamiento de la cámara de incubación, lo que representó uno de los fines de este análisis termodinámico. La capacidad del depósito de almacenamiento es también otra de las variables importantes para el funcionamiento del sistema de incubación solar, ya que de ello depende la estabilidad de la temperatura del agua y en consecuencia la del flujo de aire requerido en la cámara de incubación. Determinada la temperatura del agua, cuyo rango durante el año es 316 - 329 K, se reafirma la posibilidad de alcanzar el objetivo ya que existe información sobre trabajos experimentales recientes que emplean colectores de placa plana para calentamiento de agua, donde se alcanzan temperaturas mayores a los 60 °C (333 K) [Duffie y Beckman (1991)].

La posibilidad de una abertura instantánea de la cámara de incubación y la evaluación del tiempo requerido para recuperar las condiciones de temperatura nos indica que en todos los casos este no supera los 20 minutos, lo que se considera no afectar el proceso. Ya que en el caso de incubación natural, la gallina abandona por mayor tiempo su nido. Por otra parte, en el caso de que en un día del año se mantenga nublado totalmente, se observa que a mayor capacidad del depósito el número de horas en que se mantiene el funcionamiento de la incubadora también aumenta, lo que resalta en los meses de marzo y mayo. Dado que el tiempo de almacenamiento es del orden de 24 horas se recomienda contar con un calentador auxiliar.

Conocida la demanda energética del proceso de incubación y el comportamiento térmico del almacenador-humidificador, se determina la que debe obtenerse del colector, de esta manera se establece que para cubrir dicha demanda sólo debe incrementarse la superficie de la placa absorbente del colector solar. Los resultados mostrados al final del capítulo V, nos indican las dimensiones requeridas y con base en ellos se define la viabilidad de que el proceso de incubación se realice mediante el uso de la energía solar.

El diseño inicial de la incubadora ha sido asistido por un algoritmo de simulación permitiendo la determinación de las características iniciales del dispositivo. El prototipo estudiado muestra, según se ha visto, la capacidad de mantener las condiciones de temperatura, humedad y ventilación requeridas para la incubación. El volteo deberá resolverse por medios mecánicos que salen de la mira de este trabajo, pero si se hace necesaria la apertura de la cámara de incubación, la pérdida del acondicionamiento de la cámara y su eventual recuperación son descritas con el algoritmo desarrollado.

Así se ha mostrado que con un modelo razonable en cuanto a dimensiones de área de captación solar, volumen de almacenamiento de agua, etc. la construcción de la incubadora es factible.

Quedan sin embargo, algunos puntos que merecen atención especial y cuya incorporación al algoritmo mejoraría la descripción de los procesos transitorios rápidos (del orden de 10^{-1} h o menos) en la

incubadora. Primeramente, y como ha sido mencionado, el proceso de intercambio de masa entre las burbujas de aire y el baño térmico en el difusor. En segundo lugar, los gradientes y variaciones temporales de la temperatura en la cámara de incubación. La consideración de tales procesos llevaría a un cambio de enfoque en el tratamiento del problema: de un análisis global a uno local.

APENDICE I

El programa permite evaluar la radiación solar global en los diferentes días del año, empleando para ello las ecuaciones (1.7) y (1.20):

```

PROGRAM INSOLACION(INPUT,OUTPUT);

VAR

    FI, GM, GBM, TF:REAL;
    HS, NHS, RG, RD, RDIF, ND, DS, TDS, HD, TP:ARRAY [1..500] OF REAL;
    I, J, DA, H: INTEGER;
BEGIN
    DA:=4;
    WRITELN('DAME EL VALOR DE FI ');
    READLN(FI);
    TF:=SIN(FI*3.1416/180)/COS(FI*3.1416/180);    TF = tan(FI)
    FOR I:=1 TO DA DO
        BEGIN
            WRITELN('DAME EL NUMERO DE DIA ND(' , I, ' )');
            READLN(ND[I]);
            DS[I]:=23.45*SIN((360*(284+ND[I])/365)*(3.1416/180));
            TDS[I]:=(SIN(3.1416*DS[I]/180))/(COS((3.1416*DS[I])/180));
            TP[I]:=(-TF)*(TDS[I]);    {TP = tan(FI) tan(DS)}
            IF TP[I]>0
                THEN
                    BEGIN
                        NHS[I]:=(2/15*180/3.1416)*ARCTAN(1/TP[I]*SQRT(1-SQR(TP[I])));
                    END
                ELSE
                    IF TP[I]<0
                        THEN
                            BEGIN
                                NHS[I]:=2/15*(180+(180/3.1416)*ARCTAN(1/TP[I]*SQRT(1-SQR(TP[I])));
                            END;
                                H:=TRUNC(NHS[I]);
                                WRITELN('DAME EL VALOR DE GM Y GBM ');
                                READLN(GM, GBM);
                                BEGIN
                                    J:=0;
                                    REPEAT
                                        J:=J+1;
                                        UNTIL J<=(NHS[I]/2);
                                    END;
                                WRITELN('HORA', ' H.SOLAR', ' RAD. GLOBAL (W/m2)');
                                FOR J:=1 TO H DO
                                    BEGIN
                                        READ(HD[J]);
                                        HS[J]:=12-HD[J];
                                        RG[J]:=GM*(EXP(1.2*LN(COS(((3.1416*HS[J])/NHS[I])))));
                                        RD[J]:=GBM*(EXP(1.5*LN(COS(((3.1416*HS[J])/NHS[I])))));
                                        WRITELN(' ',HS[J]:3:1, ' ',RG[J]:6:2, ' ');
                                    END;
                                END;
        END.

```

APENDICE II

Este programa simula el funcionamiento de la cámara de incubación. Establecidas las propiedades del aire húmedo dentro del volumen de control, y dadas las condiciones de radiación solar, temperatura y humedad relativa en su exterior durante días representativos del año, se evalúa el comportamiento de la temperatura del aire húmedo y del flujo másico que se introduce al volumen de control. También se determina la energía requerida por el proceso de incubación. Ecuaciones 2.20 - 2.25

PROGRAM TECE(INPUT,OUTPUT);

VAR

L1C, L2C, K1C, K2C, UC, CEASCI, CEVCI, PVSCI, PVSCIP, PVCICI, HECI, CAHCI, MAH, HRCI, TID, TIC, AC, HAZ, HOV, HOA, ZX, X, Y:REAL;
TAC, TMP, TAP, XRAD, HR, CEEA, CEVA, PVSA, PVSAP, PVA, HEA, CAHA, QPCI, HA1, HAT, TFEC, FAHCI, EDCI:ARRAY[1..100] OF REAL;

I, J: INTEGER;

BEGIN

Y:=1; X:=1;

L1C:=0.02; L2C:=0.05; K1C:= 0.035; K2C:= 0.065; AC:=6; TIC:=311;

MAH:=1.231; HRCI:=0.60; HOV:=2501000; HOA:=611;

UC:=1/(L1C/K1C+L2C/K2C);

CEASCI:=287*(3.653-1.337*EXP(-3*LN(10))*(TIC)+
3.294*EXP(-6*LN(10))*SQR(TIC)- 1.913*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TIC))+
0.2763*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TIC)));

CEVCI:=461*(4.070-1.108*EXP(-3*LN(10))*TIC+
4.152*EXP(-6*LN(10))*SQR(TIC)- 2.964*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TIC))+
0.8070*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TIC)));

PVSCI:=EXP(18.3036 - 3816.44/((-46.13) + TIC));

PVSCIP:=(101300*PVSCI)/760;

PVCI:=HRCI*PVSCIP;

HECI:=(0.622*PVCI)/(101300-PVCI);

CAHCI:=CEASCI+CEVCI*HECI;

ASSIGN (INPUT, 'A:DDIC14');

RESET (INPUT);

FOR J:=1 TO 24 DO

BEGIN

READLN(INPUT, TAC[J], TAP[J], TMP[J], XRAD[J], HR[J]);

TAC[J]:=TAC[J]+273;

TAP[J]:=TAP[J]+273;

CEAA[J]:=287*(3.653-1.337*EXP(-3*LN(10))*TAC[J]+
3.294*EXP(-6*LN(10))*SQR(TAC[J])-
1.913*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TAC[J]))+
0.2763*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TAC[J])));

CEVA[J]:=461*(4.070-1.108*EXP(-3*LN(10))*TAC[J]+
4.152*EXP(-6*LN(10))*SQR(TAC[J])-
2.964*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TAC[J]))+
0.8070*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TAC[J])));

```

PVSA[J]:=EXP(18.3036 - 3816.44/((-46.13) + TAP[J]));
PVSAP[J]:=(101300*PVSA[J])/760;
PVA[J]:=HR[J]*PVSAP[J];
HEA[J]:=(0.622*PVA[J])/((101300-PVA[J]));
CAHA[J]:=CEAA[J]+CEVA[J]*HEA[J];

```

```

END;
CLOSE (INPUT);
TID:=323;
FOR J:=1 TO 24 DO
  BEGIN
    QPCI[J]:=3600*UC*AC*(TIC-TAC[J]);
    IF J=1
      THEN
        BEGIN
          HA1[J] := HOA+CAHCI*(TID-273)+ HOV*HECI;
          HA2:=HOA+CAHCI*(TIC-273)+ HOV*HECI;
          HAT[J]:=HOA+ CAHA[J]*(TAP[J]-273)+HEA[J]*HOV;
          TFEC[J]:=TID;
          FAHCI[J]:=20*MAH;
        END
      ELSE
        BEGIN
          HA1[J] := HOA+CAHCI*(TFEC[J-1]-273)+ HOV*HECI;
          HA2:=HOA+CAHCI*(TIC-273)+ HOV*HECI;
          HAT[J]:=HOA + CAHA[J]*(TAP[J]-273)+HEA[J]*HOV;
          FAHCI[J]:=QPCI[J-1]/(HA1[J-1]-HA2);
          TFEC[J]:=QPCI[J]/(FAHCI[J]*CAHCI) + TIC;
        END;
    EDCI[J]:= FAHCI[J]*(HA1[J]-HAT[J]);
    WRITELN (J,' ',TAP[J]:6:2,' ',FAHCI[J]:6:2,' ',TFEC[J]:6:2,'
    ', QPCI[J]:6:2,' ',EDCI[J]:8:2);
  END;
  ASSIGN(OUTPUT, 'A:SDIF.DAT' );
  REWRITE(OUTPUT);
  WRITELN(output,'HORA',' TAP',' FAHCI ',' TFEC',' QPCI',' EDCI');
  FOR I:=1 IO 24 DO
    BEGIN
      WRITELN(OUTPUT,I:2,',', TAP[I]:6:2,',',FAHCI[I]:6:2,',',
      TFEC[I]:6:2,',', QPCI[I]:6:2,',',EDCI[I]:8:2);
    END;
  CLOSE(OUTPUT);
END.

```

ESTA TERCERA NO DEBE
 SALIR DE LA BIBLIOTECA

APENDICE III

Este programa predice el funcionamiento del colector solar de placa plana, mediante el empleo de las ecuaciones 3.37 y 3.38

PROGRAM COLECTOR (INPUT, OUTPUT);

VAR

L, AI, C, NC, E, EP, EC, CSB, KAF, GAF, HWF, HWL, UF, UL, AP, AL, KP, GP, S, B, W, DI, HT, TAO, ALF, FM, ROD, CP, TAE, GMF, KMF, ZX, X, Y, HW, TD:REAL; TAC, TMP, TAP, XRAD, HR, TA, F, TP, UC, UR, UA, D, UT, QPA, QPF, QPL, QPT, M, A, FE, EFI, FR, TFI, QU:ARRAY[0..100] OF REAL;

I, N, J: INTEGER ;

BEGIN

Y:=1; X:=1;

L:=0.025; AI:= 19.5; NC:=2; E:=0.252; EP:= 0.90; EC:=0.80; GMF:=0.001; GAF:=0.05; KMF:= 52; KAF:=0.040; HWF:=50; HWL:=15; KP:=385; GP:=0.001; S:=0.12; TD:=323; B:=0.01; DI:=0.015; HT:=300; FM:=0.02; CP:= 4200; AP:=1; TAO:=0.88; ALF:=0.90; HW:=9.5; ROD:=0.24;

C:= (204.429*EXP(0.252*LN(COS(AI*3.1416/180))))/EXP(0.24*LN(L));

UF:=EXP(-1*LN(GAF/KAF+GMF/KMF+ 1/HWF));

UL:=EXP(-1*LN(GAF/KAF+GMF/KMF+1/HWL));

TAE:= (TAO*ALF)/(1-ROD*(1-ALF));

ASSIGN (INPUT, 'A:Dd1c14');

RESET (INPUT);

FOR J:=1 TO 24 DO

BEGIN

READLN(INPUT, TAC[J], TAP[J], TMP[J], XRAD[J], HR[J]);

TAC[J]:=TAC[J]+273;

TAP[J]:=TAP[J]+273;

TMP[J]:=TMP[J]+273;

END;

CLOSE (INPUT);

BEGIN

FOR J:=1 TO 24 DO

BEGIN

F[J]:= (9/HW-30/SQR(HW))*(TAP[J]/316.9)*(1+0.091*NC);

UC[J]:=1/(NC/((C/TMP[J])*EXP(E*LN((TMP[J]-TAP[J]))/(NC+F[J]))) + 1/HW);

PD[J]:=1/(EP+0.0425*NC*(1-EP))+((2*NC+F[J]-1)/EC)-NC;

UR[J]:= ((5.72*EXP(-8*LN(10)))*(SQR(TMP[J])+SQR(TAC[J]))*(TMP[J]+TAC[J]))/(PD[J]);

UA[J]:=UC[J]+UR[J];

UT[J]:=UA[J]+UF+UL;

M[J]:=SQRT(UT[J]/(KP*GP));

W:=(S-B)/2;

```

EA[J]:=((EXP(M[J]*W)-EXP(-M[J]*W))/(EXP(M[J]*W)+
EXP(-M[J]*W)))/(M[J]*W);
FE[J]:=(1/UT[J])/(S*(1/(UT[J]*(B+(S-B)*EA[J])))
+1/(3.1416*DI*HT)+1/384);
FR[J]:=((FM*CP)/(AP*UT[J]))*(1-EXP((-UT[J]*
AP*FE[J])/(FM*CP)));
IF XRAD[J]<>0
  THEN
    BEGIN
      QU[J]:=3600*AP*FR[J]*(XRAD[J]*TAE-UT[J]*
      (TMP[J]-TAP[J]));
      EFI[J]:=QU[J]/(AP*XRAD[J]*3600);
    END
  ELSE
    QU[J]:=0;
    EFI[J]:=QU[J]/(AP*XRAD[J]*3600+1);
    WRITELN(J,' ',EA[J]:6:2,' ',FE[J]:6:2,' ',FR[J]:6:2,'
    ',QU[J]:6:2,' ',EFI[J]:4:2);
END;
END;
ASSIGN (OUTPUT, 'A:SALd1C3F.DAT');
REWRITE (OUTPUT);
WRITELN(OUTPUT, 'EA', ' FE', ' FR', ' QU', ' EFI', ' TAP', ' TMP');
FOR I:=1 TO 24 DO
  BEGIN
    WRITELN(OUTPUT, EA[I]:6:2, ' ',FE[I]:6:2,' ',FR[I]:6:2,
    ' ',QU[I]:6:2,' ',EFI[I]:6:2,' ',TAP[I]:6:2,' ',TMP[I]:6:2);
  END;
CLOSE(OUTPUT);
END.

```

APENDICE IV

Este programa predice el funcionamiento del Sistema Global de Incubación y del almacenador-humidificador. Se emplean las ecuaciones de la 4.19 a la 4.21 y de la 5.1 a la 5.8.

PROGRAM TECE(INPUT,OUTPUT);

VAR

CEASCI, CEVCI, PVSCI, PVSCIP, PVICI, PASCI, HECI, CAHCI, HRCI, L1C, L2C, K1C, K2C, UC, HE, MAH, AC, TIC, HEACI, HOA, HOV, R1, R2, R3, K1D, FAHCI, K2D, HCD, UD, AD, TID, ZX, X, Y, QSCI, AP, HA2:REAL;
 PVSA, PVSAP, PVA, PASA, HEA, CEEA, CEVA, CAHA, TAC, TMP, TAP, XRAD, HR, QPCI, QU, QPD, QTAD, TAGUA1, FLUJO1, QECI, EDC, HA1, HAT:ARRAY[1..100] OF REAL;
 I, J: INTEGER;

BEGIN

Y:=1; X:=1;
 L1C:=0.02; L2C:=0.05; K1C:= 0.035; K2C:= 0.065; AC:=6; R1:=0.5;
 R2:=0.51; R3:=0.56; K1D:=52; K2D:=0.035; HCD:=50; AD:=5.4;
 TID:=323; TIC:=311; HRCI:=0.60; MAH:= 1.231; HOA:= 611;
 HOV:=2501000;

UC:=1/(L1C/K1C+L2C/K2C);

CEASCI:=287*(3.653-1.337*EXP(-3*LN(10))*TIC+3.294*EXP(-6*LN(10))*
 SQR(TIC)-1.913*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TIC))+
 0.2763*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TIC)));
 CEVCI:=461*(4.070-1.108*EXP(-3*LN(10))*TIC+4.152*EXP(-6*LN(10))*
 SQR(TIC)-2.964*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TIC))+
 0.8070*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TIC)));
 PVSCI:= EXP(18.3036-3816.44/(TIC-46.13));
 PVSCIP:= 101300*PVSCI/760;
 PVICI :=HRCI*PVSCIP;
 PASCI:=101300-PVICI;
 HECI:=(0.622*PVCI)/PASCI;
 CAHCI:=CEASCI+CEVCI*HECI;
 FAHCI:=20*MAH;
 ASSIGN (INPUT, 'A:DDIC14');
 RESET (INPUT);
 FOR J:=1 TO 24 DO

BEGIN

READLN(INPUT, TAC[J],TAP[J],TMP[J],XRAD[J],HR[J]);
 TAP[J]:=TAP[J]+273;
 TAC[J]:=TAC[J]+273;
 CEEA[J]:=287*(3.653-1.337*EXP(-3*LN(10))*TAP[J]+
 3.294*EXP(-6*LN(10))*SQR(TAP[J])-1.913*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*
 LN(TAC[J]))+0.2763*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TAC[J])));
 CEVA[J]:=461*(4.070-1.108*EXP(-3*LN(10))*TAP[J]+
 4.152*EXP(-6*LN(10))*SQR(TAP[J])-2.964*EXP(-9*LN(10))*
 EXP(3*LN(TAP[J]))+0.8070*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TAP[J])));

```

PVSA[J]:=EXP(18.3036-3816.44/(TAP[J]-46.13));
PVSAP[J]:= 101300*PVSA[J]/760;
PVA[J] :=HR[J]*PVSAP[J];
PASA[J]:=101300-PVA[J];
HEA[J]:=(0.622*PVA[J])/PASA[J];
CAHA[J]:=CEAA[J]+CEVA[J]*HEA[J];
END;
CLOSE (INPUT);
AP:=6;
FOR J:=1 TO 24 DO
  BEGIN
    QPCI[J]:=3600*UC*AC*(TIC-TAC[J]);
    UD:=1/((R1/K1D)*LN(R2/R1)+(R1/K2D)*LN(R3/R2)+(R1/(R3*HCD)));
    IF J=1
      THEN
        BEGIN
          QPD[J]:=UD*3600*AD*(TID-TAP[J]);
          HA1[J]:=HOA+ CAHCI*(TID-273)+HECI*HOV;
          HA2:=HOA+CAHCI*(TIC-273)+HECI*HOV;
          HAT[J]:=HOA + CAHA[J]*(TAP[J]-273)+HEA[J]*HOV;
          QTAD[J]:=FAHCI*(HA1[J]-HAT[J]);
          TAGUA1[J]:=TID;
          FLUJO1[J]:=QPCI[J]/(CAHCI*(TAGUA1[J]-TIC));
        END
      ELSE
        BEGIN
          QU[J]:=AP*3600*XRAD[J]*0.54;
          QPD[J]:=UD*3600*AD*(TAGUA1[J-1]-TAP[J-1]);
          HA1[J]:=HOA+ CAHCI*(TAGUA1[J-1]-273)+HECI*HOV;
          HA2:=HOA+CAHCI*(TIC-273)+HOV*HECI;
          HAT[J]:=HOA + CAHA[J]*(TAP[J-1]-273)+HEA[J-1]*HOV;
          QTAD[J]:=FLUJO1[J-1]*(HA1[J]-HAT[J]);
          TAGUA1[J]:= (QU[J]-QTAD[J]-QPD[J])/(981*4200) +
            TAGUA1[J-1];
          FLUJO1[J]:=QPCI[J]/(CAHCI*((TAGUA1[J]+
            TAGUA1[J-1])/2-TIC));
        END;
    QECI[J]:=FLUJO1[J]*CAHCI*(TAGUA1[J]-TIC);
    QSCI:=CAHCI*FLUJO1[J]*(TIC-TAC[J]);
    WRITELN (J, ' ', FLUJO1[J]:6:2, ' ', QTAD[J]:6:2,
      ', QPCI[J]:6:2);
    EDC[J]:=QPCI[J]+QPD[J]+QSCI;
  END;
  ASSIGN(OUTPUT, 'A:SDISGV6.DAT');
  REWRITE(OUTPUT);

  WRITELN(output, 'QECI ', ' FLUJO ', ' EDC ', ' TAGUA ', ' RAD ', ' HORA '
    , ' QPCI', ' QU', 'QTAD');
  FOR I:=1 TO 24 DO
    BEGIN
      WRITELN(OUTPUT, QECI[I]:6:2, ' ', FLUJO1[I]:6:2, ' ', EDC[I]:8:0,
        ', TAGUA1[I]:6:2, ' ', QPCI[I]:6:2, ' ', QU[I], ' ', QRCI[I]);
    END;
  CLOSE(OUTPUT);
END.

```


APENDICE V

Este programa permite evaluar la temperatura del agua en un día con ausencia de radiación solar.

PROGRAM TECE(INPUT,OUTPUT);

VAR

L1C, L2C, K1C, K2C, HC, UC, T, CEASCI, CEVCI, PVSCI, PVSCIP, PVCI, PASCI,HECI, CAHCI, HRCI, HE, CAH, MAH, FAHCI, HOA, HOV, AC, TIC, AP, R1, R2, R3, K1D, K2D, HCD, UD, AD, TID, PVSC, PVSCP, PVC, HEC, PVS, ZX, TI, X, Y, QU, QSCI:REAL;

TAC, TMP, TAP, XRAD, HR, CEAA, CEVA, PVSA, PVSAP, PVA, PASA, HEA, CAHA, HA1, HAT, QPCI, QPD, QTAD, TAGUA1, FLUJO1, QECI, EDC: ARRAY[1..100] OF REAL ;

I, J, HN,XH: INTEGER;

BEGIN

Y:=1; X:=1;

L1C:=0.02; L2C:=0.02; K1C:= 0.035; K2C:= 0.065; HC:=50; MAH:=1.231; R1:=0.05; R2:=0.51; R3:=0.55; K1D:=52; K2D:=0.035; HCD:=50; AD:=4.78; TID:=323; AC:=6; HRCI:= 0.60; HOA:= 611; TIC :=311; HN:=7; HOV:=2501000; TIC:=311; XH:=13;

UC:=1/(L1C/K1C+L2C/K2C+1/HC);

CEASCI:=287*(3.653-1.337*EXP(-3*LN(10))*TIC+3.294*EXP(-6*LN(10))*SQR(TIC)- 1.913*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TIC))+0.2763*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TIC)));

CEVCI:=461*(4.070-1.108*EXP(-3*LN(10))*TIC+4.152*EXP(-6*LN(10))*SQR(TIC)-2.964*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TIC))+0.8070*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TIC)));

PVSCI:=EXP(18.3036 - 3816.44/((-46.13)+TIC));

PVSCIP:=(101300*PVSCI)/760;

PVCI:= HRCI *PVSCIP;

PASCI:=101300-PVCI;

HECI:=(0.622*HRCI*PVSCIP)/PASCI;

CAHCI:=CEASCI+CEVCI*HECI;

FAHCI:=20*MAH;

ASSIGN (INPUT, 'A:DMAR7');

RESET (INPUT);

FOR J:=1 TO 24 DO

BEGIN

READLN(INPUT, TAC[J], TAP[J], TMP[J], XRAD[J], HR[J]);

TAC[J]:=TAC[J]+273;

TAP[J]:=TAP[J]+273;

CEAA[J]:=287*(3.653-1.337*EXP(-3*LN(10))*TAP[J]+3.294*EXP(-6*LN(10))*SQR(TAP[J])-

1.913*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TAP[J]))+

0.2763*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TAP[J])));

CEVA[J]:=461*(4.070-1.108*EXP(-3*LN(10))*TAP[J]+

4.152*EXP(-6*LN(10))*SQR(TAP[J])-2.964*EXP(-9*LN(10))*

```

EXP(3*LN(TAP[J]))+0.8070*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TAP[J]));
PVSA[J]:=18.3036-3816.44/(TAP[J]-46.13);
PVSAP[J]:=101300*PVSA[J]/760;
PVA[J]:=HR[J]*PVSAP[J];
PASA[J]:=101300-PVA[J];
HEA[J]:=0.622*HR[J]*PVSAP[J]/PASA[J];
CAHA[J]:=CEAA[J]+CEVA[J]*HEA[J];
END;
CLOSE (INPUT);
AP:=3;
FOR J:=1 TO 24 DO
  BEGIN
    QPCI[J]:=3600*UC*AC*(TIC-TAC[J]);
    UD:=1/((R1/K1D)*LN(R2/R1)+(R1/K2D)*LN(R3/R2)+(R1/(R3*HCD)));
    IF J=1
      THEN
        BEGIN
          QPD[J]:=UD*3600*AD*(TID-TAP[J]);
          HA1[J]:=HOA+CAHCI*(TID-273)+HECI*HOV;
          HAT[J]:=HOA+CAHA[J]*(TAP[J]-273)+HEA[J]*HOV;
          QTAD[J]:=FAHCI*(HEAEC[J]-HEAED[J]);
          TAGUA1[J]:=TID;
          FLUJO1[J]:=QPCI[J]/(CAHCI*(TAGUA1[J]-TIC));
        END
      ELSE
        BEGIN
          IF J<=HN
            THEN
              BEGIN
                QU:=AP*3600*XRAD[J]*0.54;
                QPD[J]:=UD*3600*AD*(TAGUA1[J-1]-TAP[J-1]);
                HA1[J]:=HOA+CAHCI*(TAGUA1[J-1]-273)+HECI*HOV;
                HAT[J]:=HOA+CAHA[J]*(TAP[J-1]-273)+HEA[J-1]*HOV;
                QTAD[J]:=FLUJO1[J-1]*(HEAEC[J]-HEAED[J]);
                TAGUA1[J]:=(QU-QRCI[J]-QPD[J])/(3500*4200)+
                  TAGUA1[J-1];
                FLUJO1[J]:=QPCI[J]/(CAHCI*((TAGUA1[J]+
                  TAGUA1[J-1])/2-TIC));
              END
            ELSE
              BEGIN
                IF (J>HN) AND (J<=HN+XH) THEN
                  BEGIN
                    QU:=0;
                    QPD[J]:=UD*3600*AD*(TAGUA1[J-1]-TAP[J-1]);
                    HA1[J]:=HOA+CAHCI*(TAGUA1[J-1]-273)+HECI*HOV;
                    HAT[J]:=HOA+CAHA[J-1]*(TAP[J-1]-273)+HEA[J-1]*HOV;
                    QTAD[J]:=FLUJO1[J-1]*(HEAEC[J]-HEAED[J]);
                    TAGUA1[J]:=(QU-QRCI[J]-QPD[J])/(3500*4200)+
                      TAGUA1[J-1];
                    FLUJO1[J]:=QPCI[J]/(CAHCI*((TAGUA1[J]+
                      TAGUA1[J-1])/2-TIC));
                  END
                ELSE
                  BEGIN

```

```

IF J>(HN+XH) THEN
  BEGIN
    QU:=AP*3600*XRAD[J]*0.54;
    QPD[J]:=UD*3600*AD*(TAGUA1[J-1]-TAP[J-1]);
    HA1[J]:=HOA + CAHCI*(TAGUA1[J-1]-273)+HECI*HOV;
    HAT[J]:=HOA + CAHA[J-1]*(TAP[J-1]-273) +
    HEA[J-1]*HOV;
    QTAD[J]:=FLUJO1[J-1]*(HEAEC[J]-HEAED[J]);
    TAGUA1[J]:= (QU-QTAD[J]-QPD[J])/(3500*4200) +
    TAGUA1[J-1];
    FLUJO1[J]:=QPCI[J]/(CAHCI*((TAGUA1[J]+
    TAGUA1[J-1])/2-TIC))
  END;
END;
END;
END;
QECI[J]:=FLUJO1[J]*CAHCI*(TAGUA1[J]-TIC);
QSCI:=CAHCI*FLUJO1[J]*(TIC-TAP[J]);
WRITELN (J, ' ', FLUJO1[J]:6:2, ' ', TAGUA1[J]:6:2, ' ',
QTAD[J]:6:2);
EDC[J]:=QPCI[J]+QPD[J]+QSCI;
END;
ASSIGN(OUTPUT, 'A: SALDINF. DAT');
REWRITE(OUTPUT);
WRITELN(output, 'QECI ', ' FLUJO ', ' EDC ', ' TAGUA ', ' RAD ', ' HORA ',
' QPCI');
FOR I:=1 TO 24 DO
  BEGIN
    WRITELN(OUTPUT, QECI[I]:6:2, ' ', FLUJO1[I]:6:4, ' ', EDC[I]:6:0, ' ',
    TAGUA1[I]:6:2, ' ', XRAD[I]:6:0, ' ', I:2, ' ', QPCI[I]:6:2);
  END;
CLOSE(OUTPUT);
END.

```

APENDICE VI

Este programa simula el funcionamiento del sistema global de incubación considerando las condiciones de abertura y cierre instantáneo de la puerta de la incubadora. Se analiza el tiempo requerido para restaurar la temperatura en su interior, a partir del cierre.

```
PROGRAM TECE(INPUT,OUTPUT);
```

```
VAR
```

```
L1C, L2C, K1C, K2C; HC, UC, CEASCI, CEVCI, PVSCI, PVSCIP, PVCI,
HECI, CAHCI, AC, TIC, PASCI, R1, R2, R3, K1D, K2D, HCD, UD, AD, ZX,
TID, X, Y, QU, FAHCI, MAH, AP, HOA, HOV, FAHM:REAL;
```

```
TAC, TMP, TAP, XRAD, HR, CEEA, CEVA, PVSA, PVSAP, PVA, PASA, HEA,
HA1, CAHA, HA2, HAT, QTAD, QPCI, QPD, TAGUA1, DHCI, FLUJO1, TCI:
ARRAY[1..100] OF REAL;
```

```
I, J, K: INTEGER;
```

```
BEGIN
```

```
Y:=1; X:=1;
```

```
L1C:=0.02; L2C:=0.02; K1C:= 0.035; K2C:= 0.065; AC:=6; TIC:=311;
R1:=0.75; R2:=0.76; R3:=0.81; K1D:=52; K2D:=0.035; HCD:=50;
MAH:=1.231; AD:=5;HOA:=611; HOV:=2501000; AP:=3;
```

```
FAHCI:=20*MAH;
```

```
UC:=1/(L1C/K1C+L2C/K2C);
```

```
CEASCI:=287*(3.653 -1.337*EXP(-3*LN(10))*TIC+3.294*EXP(-6*LN(10))*
SQR(TIC)-1.913*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TIC))+0.2763*EXP(-12*LN(10))*
EXP(4*LN(TIC)));
```

```
CEVCI:=461*(4.070-1.108*EXP(-3*LN(10))*TIC+4.152*EXP(-6*LN(10))*
SQR(TIC)-2.964*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*LN(TIC))+0.8070*EXP(-12*LN(10))*
EXP(4*LN(TIC)));
```

```
PVSCI:=EXP(18.3036 - 3816.44/((-46.13) + TIC));
```

```
PVSCIP:= 101300*PVSC/760;
```

```
PVCI:=0.60*PVSCP;
```

```
PASCI:=101300-PVC;
```

```
HECI:=(0.622)*PVCI/PASCI;
```

```
CAHCI:=CEASCI + HECI*CEVCI;
```

```
ASSIGN (INPUT, 'A:DDIC14');
```

```
RESET (INPUT);
```

```
FOR J:=1 TO 24 DO
```

```
  BEGIN
```

```
    READLN(INPUT, TAC[J],TAP[J],TMP[J],XRAD[J],HR[J]);
```

```
    TAC[J]:=TAC[J]+273;
```

```
    TAP[J]:=TAP[J]+273;
```

```
    CEEA[J]:=287*(3.653-1.337*EXP(-3*LN(10))*TAP[J]+3.294*
EXP(-6*LN(10))*SQR(TAP[J])-1.913*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*
LN(TAP[J]))+0.2763*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TAP[J])));
```

```
    CEVA[J]:=461*(4.070-1.108*EXP(-3*LN(10))*TAP[J]+ 4.152*
```

```

EXP(-6*LN(10))*SQR(TAP[J])-2.964*EXP(-9*LN(10))*EXP(3*
LN(TAP[J]))+0.8070*EXP(-12*LN(10))*EXP(4*LN(TAP[J]));
PVSA[J]:=EXP(18.3036 - 3816.44/((-46.13) + TAP[J]));
PVSAP[J]:= 101300*PVSA[J]/760;
PVA[J]:=HR[J]*PVSAP[J];
PASA[J]:=101300-PVA[J];
HEA[J]:= (0.622)*PVA[J]/PASA[J];
CAHA[J]:=CEAA[J]+ CEVA[J]*HEA[J];
END;
CLOSE (INPUT);
TID:=323;
FOR J:=1 TO 13 DO
BEGIN
QPCI[J]:=3600*UC*AC*(TIC-TAC[J]);
UD:=1/((R1/K1D)*LN(R2/R1)+(R1/K2D)*LN(R3/R2)+(R1/(R3*HCD)));
IF J=1
THEN
BEGIN
BEGIN
QU:=AP*3600*XRAD[J]*0.54;
QPD[J]:=UD*3600*AD*(TID-TAP[J]);
TAGUA1[J]:=TID;
FLUJO1[J]:=QPCI[J]/(CAHCI*(TAGUA1[J]-TIC));
HA1[J]:= HOA+CAHCI*(TAGUA1[J]-273)+HOV*HEC;
HA2[J]:= HOA+CAHCI*(TIC-273)+HOV*HEC;
HAT[J]:= HOA+CHA[J]*(TAP[J]-273)+HEA[J]*HOV;
QTAD[J]:=FLUJO1[J]*(HA1[J]-HAT[J]);
END
ELSE
IF J<=12
THEN
BEGIN
QU:=AP*3600*XRAD[J]*0.54;
QPD[J]:=UD*3600*AD*(TAGUA1[J-1]-TAP[J-1]);
HA1[J]:= HOA+CAHCI*(TAGUA1[J-1]-273)+HOV*HEC;
HA2[J]:= HOA+CAHCI*(TIC-273)+HOV*HEC;
HAT[J]:=HOA+CHA[J]*(TAP[J]-273)+HEA[J]*HOV;
QTAD[J]:=FLUJO1[J-1]*(HA1[J]-HAT[J]);
TAGUA1[J]:= (QU-QCAD[J]-QPD[J])/(1000*4200) +TAGUA1[J-1];
FLUJO1[J]:=QPCI[J]/(CAHCI*((TAGUA1[J]+
TAGUA1[J-1])/2-TIC));
WRITELN (J, ' ', QU:8:2, ' ', QPCI[J]:6:2, ' ', TAGUA1[J]:8:2,
', FLUJO1[J]:6:2, ' ', QCAD[J]:6:2);
END
ELSE
IF J>12
THEN
BEGIN
FOR K:=1 TO 20 DO
BEGIN
QU:=AP*60*XRAD[J-1]*0.54;
FAHM:=(FLUJO1[J-1])/60;
IF K=1
THEN
BEGIN
QPCI[K]:=0;

```

```

TCI[K]:=TAC[J-1];
TAGUA1[K]:=TAGUA1[J-1];
HA1[K]:= HOA+CAHCI*(TAGUA1[K]-273)+HOV*HEC;
HA2[K]:= HOA+CAHCI*(TCI[K]-273)+HOV*HEC;
HAT[K]:=HOA+CHA[J-1]*(TAP[J-1]-273)+
HOV*HEA[J-1];
QCAD[K]:=FAHM*(HA1[K]-HAT[K]);
QPD[K]:=UD*60*AD*(TAGUA1[K]-TAP[J-1]);
END
ELSE
IF K>1
THEN
BEGIN
HA1[K]:= HOA+CAHCI*(TAGUA1[K-1]-273)+HOV*HEC;
HA2[K]:= HOA+CAHCI*(TCI[K-1]-273)+HOV*HEC;
HAT[K]:=HOA+CHA[J-1]*(TAP[J-1]-273)+
HOV*HEA[J-1];
DHCI[K]:=HA1[K]-HA2[K];
QCAD[K]:=FAHM*(HA1[K]-HAT[K]);
QPD[K]:=UD*60*AD*(TAGUA1[K-1]-TAP[J-1]);
TAGUA1[K]:=(QU-QCAD[K]-QPD[K])/(3000*4200)+
TAGUA1[K-1];
TCI[K]:=(FAHM*CAHCI*TAGUA1[K]+MAH*CAHCI*
TCI[K-1]+60*UC*AC*TAC[J-1])/(MAH*CAHCI+
60*UC*AC+FAHM*CAHCI);
QPCI[K]:=60*UC*AC*(TCI[K]-TAC[J-1]);
END;
IF TCI[K]>311
THEN
BEGIN
TCI[K]:=311;
END;
WRITELN(K,' ',QU:6:2,' ',QPCI[K]:6:2,' ',TAGUA1[K]:6:2,'
',TCI[K]:6:2,' ',QCAD[K]:6:2);
END;
END;
END;
ASSIGN(OUTPUT,'A:SMRABER.DAT');
REWRITE(OUTPUT);
WRITELN(output,'QU','QPCI','TAGUA1','FLUJO1','TCI');
FOR I:=1 TO 24 DO
BEGIN
WRITELN(OUTPUT,QU:6:4,' ',QPCI[I]:6:0,' ',TAGUA1[I]:6:2,' ',
FLUJO1[I]:6:0,' ',I:2,' ',TCI[I]:6:2);
END;
CLOSE(OUTPUT);
END.

```

NOMENCLATURA

Las constantes y variables que se manejan en los programas son:

CAMARA DE INCUBACION

L1C	Grosor de la pared interna	[m]
L2C	Grosor del revestimiento aislante	[m]
K1C	Conductividad térmica del material de la pared interna	[W/mK]
K2C	Conductividad térmica del revestimiento aislante	[W/mK]
UC	Coefficiente total de pérdidas de calor	[W/m ² K]
CEASCI	Calor específico del aire seco	[J/kg K]
CEVCI	Calor específico del vapor de agua	[J/kg K]
PVSCI	Presión de vapor de agua saturado	[mm de Hg]
PVSCI	Presión de vapor saturado en la cámara de inc.	[Pa]
HECI	Humedad específica en la cámara de incubación	[kg _v /kg _{as}]
CAHCI	Calor húmedo en la cámara de incubación	[J/kg K]
FAHCI	Rápidez del flujo másico (Gasto) de aire inicial	[kg/h]
MAH	Masa de aire húmedo	[kg]
TAC	Temperatura ambiente	[K]
AC	Area de la superficie interna	[m ²]
HRCI	Humedad relativa	
TIC	Temperatura interior	[K]
QPCI	Razón de calor transferido al medio ambiente	[J/h]
QTAD	Razón de calor transferido al aire atmosférico	[J/h]
FLUJO1	Rápidez del flujo másico incidente	[kg/h]
QECI	Razón de calor transportado por el aire incidente	[J/h]
QSCI	Razón de calor transportado por el aire al salir	[J/h]
HA1	Entalpía específica en la entrada del dispositivo	[J/kg]
HA2	Entalpía específica en la salida del dispositivo	[J/kg]
TCI	Temperatura interior después de la abertura y cierre instantáneo	[K]
K	Tiempo	[min]
J	Tiempo	[h]

ALMACENADOR-HUMIDIFICADOR

R1	Radio interior del depósito	[m]
R2	Radio de la interfase pared interna-aislante	[m]
R3	Radio de la superficie externa	[m]
K1D	Conductividad térmica de la pared interna	[W/m K]
K2D	Conductividad térmica del revestimiento aislante	[W/m K]
HCD	Coefficiente de pérdidas de calor por convección en el exterior del depósito	[W/m ² K]
UD	Coefficiente total de pérdidas de calor	[W/m ² K]
AD	Area total de la superficie interna del depósito	[m ²]
TID	Temperatura del agua contenida en el depósito	[K]
TAP	Temperatura del medio ambiente	[K]
QPD	Razón de calor transferido al medio ambiente	[J/h]
TAGUA1	Temperatura del agua en el depósito	[K]

HAT Entalpia específica del aire incidente [J/kg]

AIRE ATMOSFERICO

HR Humedad relativa ambiental
 HEA Humedad específica del aire [kg_v/kg_{as}]
 CEAA Calor específico del aire seco [J/kg K]
 CEVA Calor específico del vapor de agua [J/kg K]
 PVSA Presión de vapor de agua saturado [mm de Hg]
 PVSAP Presión de vapor de agua saturado [Pa]
 PVA Presión de vapor de agua [Pa]
 PASA Presión del aire seco [Pa]
 HEA Humedad específica [kg_v/kg_{as}]
 CAHA Calor húmedo del aire [J/kg K]

COLECTOR DE PLACA PLANA

L Separación entre cubiertas y placa [m]
 AI Angulo de inclinación del colector
 NC Número de cubiertas
 EP Emisividad de placa
 EC Emisividad de la cubierta transparente
 KP Conductividad de la placa absorbente [W/m K]
 GP Grosor de la placa absorbente [m]
 KAF Conductividad del material aislante [W/m K]
 GAF Grosor del material aislante [m]
 KMF conductividad del material de la pared interna en el fondo [W/m K]
 GMF Grosor de la pared interna en el fondo [m]
 HWF Coeficiente convectivo en la superficie externa del fondo [W/m² K]
 HWL Coeficiente convectivo en la superficie externa lateral [W/m² K]
 UF Coeficiente total de transferencia de calor en el fondo [W/m² K]
 UL Coeficiente total de transferencia de calor en los lados [W/m² K]
 AL Area de la superficie lateral [m²]
 TAO Transmítancia de las cubiertas
 ALF Absortancia de la placa ennegrecida
 ROD Reflectancia de la placa a la cubierta interior
 TAE Producto transmítancia-absortancia
 QPT Razón total de transferencia de calor [J/h]
 QPA Razón de transferencia de calor arriba de la placa [J/h]
 QPF Razón de transferencia de calor en el fondo [J/h]
 QPL Razón de transferencia de calor en los lados [J/h]
 S Separación entre los tubos conductores del fluido [m]
 B Longitud de la placa sobre uno de los conductos [m]
 DI Diámetro interior de los conductos [m]
 HT Coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior de los conductos [W/m² K]

FM	Rápidez del flujo másico de agua	[kg/k]
CP	Calor específico del agua	[J/kg K]
TMP	Temperatura de la placa absorbente	[K]
QU	Calor útil	[W]
EDC	Demanda de Energía horaria.	[J]
AP	Area de la superficie absorbente	[m ²]
UT	Coefficiente total de pérdidas de calor	[W/m ² K]
EA	Eficiencia de aleta	
FE	Factor de eliminación de calor	
FR	Factor de eficiencia	
EFI	Eficiencia	

RADIACION SOLAR

XRAD	Radiación solar experimental	[W/m ²]
DS	Declinación solar	
ND	Número del día en el año	
RG	Radiación global	[W/m ²]
RD	Radiación directa	[W/m ²]
RDIF	Radiación difusa	[W/m ²]
NHS	Número de horas de sol en el día	
HS	Hora solar	
FI	Latitud de la ubicación del colector	
DA	Número de días en el año	
GM	Promedio mensual de radiación máxima global diaria	[W/m ²]
GBM	Promedio mensual de radiación máxima directa diaria	[W/m ²]
HD	Hora del día	
XN	Hora del día en que inicia la ausencia de radiación	
XH	Número de horas con ausencia de radiación.	

SUBINDICES

as	aire seco
v	vapor de agua
ah	aire húmedo

BIBLIOGRAFIA

Angulo-Brown F., "An ecological optimization criterion for finite-time heat engines", J. Appl. Phys. Vol. 69, No. 11, 1 June 1991.

Alarcón S. D., "Nueve preguntas sobre la investigación en la Universidad", Cuadernos del Congreso Universitario (17), UNAM, pp. 9-13, 24 de enero de 1990.

Allcroft M. W. y Beer A. E., Incubación e incubadoras, trad: Domingo Carlón Rodríguez, 5a. ed., Zaragoza España, Editorial Acribia, 1974.

Alonso C. A. y Rodríguez V. L., "Alternativas energéticas", Fondo de Cultura Económica, Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, México, 1985.

Ametek inc., Solar Energy Handbook: Theory and applications, 2a. ed. Chilton Book Company, USA, 1984.

Barry R.G. y Chorley R.J., Atmósfera, tiempo y clima, Ediciones Omega, 4ta. ed., pp. 15-75, Barcelona, 1985

Beiser A. Conceptos de Física Moderna, México, Ed. Mc Graw Hill, pp. 427-430, 1983.

Bialko A., Nuestro planeta la tierra, trad: K. Steimberg, Moscú, Editorial Mir, 1989.

Boublík T., Voltech F. y Hála E., The vapour pressures of pure substances, Elsevier Scientific Publishing Company, Checoslovaquia, 1967.

de Buen R. O., "Evaluación del recurso solar", Notas del curso de Actualización en Energía Solar, Sede: Laboratorio de Energía Solar del Instituto de Investigaciones en Materiales de la UNAM, Temixco, Estado de Morelos, del 21 al 25 de abril de 1986, Editor: Diego Alfonso Sámano T., pp. 266-282, UNAM, México, 1986.

Bundy C. E. y Diggins R. V., La Producción Avícola, trad.: Angel Zamora De la Fuente, México, Compañía Editorial Continental, 1981.

Bush G. E. y Richards M. L., "Solar Geometry and Time", Solar Energy Technology Handbook, Part. A, Engineering Fundamentals, Editores; William C. Dickinson and Paul N. Chesemisinoff, pp. 39-63, Ed. Marcel Dekker Inc., New York, 1980.

Butty K. y Perlin J., Un hilo dorado, Madrid, Ed. Hermann Blume, 1985.

Card L. E. y Nesheim M. C., Producción Avícola, trad.: Dr. Pedro Ducar Mahuenda y Profr. Pascual López Lorenzo, Zaragoza España, Editorial Acribia, 1968.

Charlson R. I. y Wigley M. L. T., "Sulfate aerosol and Climatic

Change", Sci. Am. Vol. 270, No. 2, pp. 28-35, febrero 1994.

Cohen B., "Cost per million BTU of solar heat, insulation, and conventional fuels", Am. J. Phys., Vol. 52, No. 7, julio 1984, pp. 614-617.

Cooper P.I., "The effect of inclination on the heat loss from flat-plate solar collectors", Solar Energy Vol. 27, No. 5, pp. 413-420, 1981.

Coulson K. L., Solar and terrestrial radiation; methods and measurements, Academic Press, New York, 1975.

Daniels F., Uso directo de la Energía Solar, H. Blume ediciones, España, 1982.

Davis G.R., "Energy for Planet Earth", Sci. Am. 263(3), septiembre pp. 20-28, 1990.

Dostrowsky I., "Chemical Fuels from the Sun", Sci. Am. Vol. 265, No. 6, pp. 102-107, diciembre 1991.

Drucker C. R., "La investigación en la UNAM: ilusiones, realidades y propuestas", Cuadernos del Congreso Universitario (16) UNAM, pp. 18-22, 23 de enero de 1990.

Duffie J.A. y Beckman W.A., Solar Energy thermal Processes, John Wiley and Sons, New York, 1974.

Duffie J. A. y Beckman W. A., Solar Engineering of thermal processes, segunda ed., John Wiley & Sons, Inc., USA, 1991.

EL-Assy A. y Clark J.A., "Thermal analysis of a flat-plate collector in multiphase flows, including superheat", Solar Energy Vol. 40, No. 4, pp. 345-361, 1988.

Elayed M.M., "Optimum orientation of absorber plates", Solar Energy Vol. 42, No. 2, pp. 89-102, 1989.

Farrington D., El uso directo de la energía solar, H. Blume ediciones, España, 1982.

Fernández Z. J. L. y Estrada C. V., "Cálculo de la radiación solar instantánea en la república Mexicana", Series del Instituto de Ingeniería No. 472, Instituto de Ingeniería, UNAM, México, octubre de 1983.

Fernández Z. J. L., "Introducción al estudio de los sistemas solares activos", Instituto de Ingeniería, UNAM, No. D-26, septiembre 1987.

Fouda A. E., Despault G.J., Taylor J.B. y Capes C. E., "Solar storage systems using salt hydrate latent heat and direct contact heat

exchange-II", Solar Energy Vol. 32, No. 1, pp. 57-65, 1984.

Funk E. M. y Irwin M. R., Incubación Artificial, trad.; Julio Colón, México, UTEHA, 1958.

Galindo I. y Chávez A., "Estudio del clima solar en la República Mexicana: I. Radiación solar total", Instituto de Geofísica, UNAM, Dirección General del Servicio Meteorológico, México, 1972.

Galvarini I., Notas prácticas de avicultura moderna, A. G. T. Editor, México, 1981.

García-Colín S. L., Introducción a la termodinámica clásica, Ed. Trillas, México, 1990.

Garg H. P. y Datta G. "The top loss calculation for flat plate solar collectors", Solar Energy, Vol. 32, No. 1, PP. 141-143, 1984.

Goody R.M., y Yung Y.L., Atmospheric Radiation: Theoretical Basis, pp. 1-13, second edition, Oxford University Press, inc., 1983.

Gordon J. M. y Zarmi Y., "Wind energy as a solar-driven heat engine: A thermodynamic approach", Am. J. Phys. Vol. 57, No. 10, pp. 995-998, Octubre 1989.

Granet I., Termodinámica, 3a. ed., trad: Luis Rafael Cacheux Pulido, Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A. México, 1988.

de Groot, S.R. y P. Mazur, Non equilibrium Thermodynamics, 2nd. Ed., North-Holland Pub. Co., Amsterdam, 1969.

Hafemeinster D. W., "Science and Society test for Scientifics: The energy crisis", Am. J. Phys. 42(8), pp. 625-641, agosto 1974.

Hafemeinster D. W. , "Science and Society test VII: Energy and environment", Am. J. Phys. 50(8), pp. 713-720, agosto 1982.

Himmelblau D. M., Balances de materia y energía, 4a. ed., trad: José Luis Rodríguez Huerta, Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A., México 1988.

Hodges L., "Resource Letter SE-2: Solar Energy", Am. J. Phys. Vol 50, No. 10, pp. 876-881, octubre 1982.

Hollands K.G. y Lighstone M. F., "A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems, " Solar Energy Vol. 12, No. 2, pp. 97-105, 1989

Hottel H. C., "Fifty Years of Solar Energy research supported by the Cabot Fund", Solar Energy Vol. 43, No. 2, pp.107-128, 1989.

Houghton R. A. y Woodwell M. G., "Global Climatic Change", Sci. Am.

Vol. 260, No. 4, pp. 18-26, abril 1989.

Huang B. J. y Hsieh C. T., "A simulation method for solar thermosiphon collector", Solar Energy Vol. 35, No. 1, pp. 31-43, 1985.

Huang B. J., "Development of Long-Term Performance Correlation for Solar Thermosiphon Water Heater", J. of Solar Energy Engineering Vol. 111, No. 2, pp. 124-131, mayo 1989.

Incropera F.P. y De Witt D.P., Fundamentals of heat and mass transfer, 3a. ed., John Wiley & Sons, New York, 1990.

Ingersoll A. P., "The atmosphere", Sci. Am., Vol. 249, No. 3, pp. 162-174, Septiembre 1983.

Jones J.B. y Hawkins G. A., Engineering Thermodynamics; an introductory textbook, 2a. ed., John Wiley & Sons, USA, 1986.

Kambezidis H. D. y Papanikolaou N. S., "Solar position and atmospheric refraction", Solar Energy Vol. 44, No. 3, pp. 143-144, 1990.

Karlekar B. V. y Desmond R.M. Transferencia de calor, trad; Arturo Galan Martínez, Nueva Editorial Interamericana, México 1985.

Klein S. A., "Calculations of collector loss coefficients", Solar Energy Vol. 17, pp. 79-80, Pergamon Press (1975)

Klein S. A. y Beckman W. A., "A general design method for closed-loop solar energy systems", Solar Energy Vol 22, pp.269-282, 1979.

Leyva C. A. y Muhlia V. A., "Principios físicos de la radiación solar", Notas del curso de actualización en energía solar, Sede: Laboratorio de energía solar del Instituto de Investigaciones en Materiales de la UNAM, en Temixco, estado de Morelos, del 21 al 25 de abril de 1986, pp. 1-62, Editor: Diego Alfonso Sámano T., UNAM, México, 1986.

Mc Daniels D.K. y Throop J. M., "Resource Letter SE-1: Solar Energy", Am. J. Phys. Vol. 44, No. 5, mayo 1976.

Mc. Daniels D.K., The Sun; our future energy source, New York, Ed. John Wiley and Sons, 1979.

Medina P. M., Elementos de astronomía de posición, Ed. Limusa, México, 1981.

Meinel A. B. y Meinel M. P., "Physics looks at solar energy", Physics Today, 25 (44), pp. 44-50, febrero 1972.

Meinel A. B. y Meinel M. P., Aplicaciones de la Energía Solar, España, Editorial Reverté S.A., 1982.

Mendoza E., Luna J. y Gómez T., "A study of cloudiness in México trough meteorological satellite", Boletín de los Observatorios de Tonanzintla y Tacubaya, 6 (38), pp. 215-227, México, 1972.

Moshinsky M., "Repetir la historia o crear una nueva", Cuadernos del Congreso Universitario, UNAM, pp. 14-17, 23 de enero de 1990.

Mottmann J., "Locating an orbiting object", Am. J. Phys., Vol. 54, No. 9, septiembre 1986.

del Muro C. I., "Instrumentos de ayuda a las plantas de incubación", Memorias de la IV Convención Anual de la ANECA, A.C., Puerto Vallarta, Jal., 2-5 de mayo de 1979, pp. 1-7.

North M.O., Manual de producción avícola, 3a. ed., trad; Michael Carrol, Editorial el Manual Moderno, México, 1986.

Norton B., Probert S.D. y Gidney J.T., "Diurnal performance of thermosiphonic solar water heaters-an empirical prediction method", Solar Energy Vol. 39, No. 3, pp. 257-265, 1987.

Ong K. S. "An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater", Solar Energy Vol. 18, pp. 183, 1976.

Oliver L.A., Incubadoras y Criadoras, Argentina, Editorial Albatros, 1944.

de la Peña A. L., "Ciencia y Tecnología en México", país dependiente", Revista de difusión CIENCIAS, No. 9, pp. 38-45, Facultad de Ciencias , UNAM, 1987.

Perez R., Seals R., Zelenka A. y Ineichen P., "Climatic evaluation of models that predict hourly Direct Irradiance from hourly Global Irradiance: Prospects for performance improvements", Solar Energy Vol. 44, No. 2, pp. 99-108, 1990.

Phillips K. J.H., Guide to the Sun, University Press, Cambridge, 1992.

Proctor D. y James S. R., "Review and Computer Simulation of Australian on Testing Solar Water Heaters", Solar Energy, Vo. 36, No. 4, pp. 345-360, 1986.

Racliffe J.A., El sol, la tierra y las radiaciones, Ediciones Guadarrama, S.A., México 1986.

Reddy T. A., Gordon J. M. y De Silva I. P., "MIRA: A one-repetitive day method for predicting the long-term performance of solar energy systems", Solar Energy, Vol. 39, No. 10, pp. 123-133, 1987.

Resnick R. y Halliday D., Física: parte I, Compañía Editorial Continental, México, 1991.

Reynolds C.W., Ingeniería termodinámica, primera edición en español, Mc Graw-Hill, 1980.

del Río J. A. y Vázquez F., "Una relación no percibida: La Física y la sociedad rural en una perspectiva ambiental de desarrollo", Bol. Soc. Mex. Fis., Vol. 3, No. 2, mayo-agosto de 1989.

del Río J. A., Cano T. J, y Vázquez F., "Simulación de una incubadora solar", Memorias: XVI reunión de la Asociación Nacional de Energía Solar, Oaxaca Oax., pp. 178-182, Octubre de 1992.

Robinson, A. L. "Energy Storage (II): Developing Advanced Technologies", Science, Vol. 184, pp. 884-887, mayo 1974. Salcedo P.E., Técnicas y prácticas modernas en la cría de la GALLINA, México, Editores mexicanos unidos, 1980.

Sayigh A.A.M., "Characteristics of solar radiation", Solar Energy Conversion: An introductory course, Editores; A. E. Dixon and J. D. Leslie, Selección del 5to. course on Solar Energy Conversion, University of Waterloo, Ontario Canada, August 6-9, 1978, Pergamon Press, Ontario Canada, 1979.

Scholtyssek S., Manual de Avicultura Moderna, Zaragoza España, Editorial Acribia, 1970.

Sears F. W. y Salinger G. L., Termodinámica, Teoría cinética y Termodinámica estadística, Trad.: J. Aguilar Peris, España, Editorial Reverté, 1980.

Segura C. J., Termodinámica Técnica, Editorial Reverté S.A., España 1988.

Sentíes C.G., "Factores que afectan la incubabilidad del huevo", Memorias del Tercer Curso Anual Arbor Acres, 1 y 2 de agosto de 1986, Gomez Palacio Durango, México, pp. 80-97.

Spencer L. C., "A comprehensive review of small Solar-Powered Heat Engines: Part I. A history of Solar-Powered devices up to 1950. Solar Energy Vol. 43, No. 4, pp. 191-196, 1989.

Swenson R. J., "Generalized heat conduction equation", Am. J. Phys., Vol. 46, No. 1, Jan 1978, pp. 76-77.

Vaxman M. and Sokolov M., "Effects of converging pipes in thermosifonic solar systems", "Solar Energy Vol. 37, No. 5, pp. 323-330, 1986.

de Vos A. y Flater G., "The maximum efficiency of the conversion of solar energy into Wind Energy", Am. J. phys., Vol. 59, No.8, pp. 751-754, agosto 1991.

Walraven R., "Calculating the position of the Sun", Solar Energy Vol.

20, pp. 393-397, 1978.

Weinberg C. J. y Williams R. H., "Energy from the Sun", Vol. 263, No. 3, pp. 99-106, septiembre 1990.

Wieder S. y Jaudi E., "Solar energy-its measurement", Am. J. Phys. Vol. 45, No. 10, pp. 981-984 Octubre 1977.

Wieder S., An introduction to Solar Energy for Scientifics and Engineers, John Wiley & Sons, USA, 1982.

Wijesundera N. E., "A net radiation method for the transmittance and absorptivity of a series of paralell regions", Solar Energy Vol. 17, pp.75-77, 1975.

Wilson J.I.B., Energía Solar, España, Editorial Alhambra, S.A., 1982.

Winston R., "Nonimaging Optics", Sci. Am. Vol. 264, No. 3, pp. 52-57, Marzo 1991.

Young M. F. y Bergquam J. B., "The performance of thermosiphon solar solar domestic hot water system with hot water removal", Solar Energy Vol. 32, No. 5, pp. 655-658, 1984.

Zanetti V., "Sun and lamps", Am. J. Phys. Vol. 52, No. 12, diciembre 1984.