



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

**Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo
Integral Regional, Unidad Oaxaca**

Maestría en Ciencias en Conservación y Aprovechamiento de
Recursos Naturales

INGENIERÍA

**Caracterización y evaluación de la eficiencia térmica y de
secado en un deshidratador híbrido (solar - gas)**

TESIS

Que para obtener el grado de
MAESTRO EN CIENCIAS

Presenta

I.Q. Erick César López Vidaña

Directora de tesis

Dra. Lilia Leticia Méndez Lagunas



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

SECRETARIA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de Oaxaca de Juárez siendo las 13:00 horas del día 24 del mes de octubre del 2011 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación del Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional, Unidad Oaxaca (CIIDIR-OAXACA) para examinar la tesis de grado titulada: "Caracterización y evaluación de la eficiencia térmica y de secado en un deshidratador híbrido (solar-gas)"

Presentada por el alumno:

<u>López</u>	<u>Vidaña</u>	<u>Erick</u>	<u>César</u>
Apellido paterno	materno	nombre(s)	
Con registro:			
B	0	9	1
5	0	0	

aspirante al grado de: **MAESTRÍA EN CIENCIAS EN CONSERVACIÓN Y APROVECHAMIENTO DE RECURSOS NATURALES**

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACIÓN DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA
Directora de tesis

Dra. Lilia Leticia Méndez Lagunas

Dr. Juan Rodríguez Ramírez

Dr. Pedro Alberto Quintana Hernández

Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa

Dr. Sadoth Sandoval Torres

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

Dr. Juan Rodríguez Ramírez



CENTRO INTERDISCIPLINARIO
DE INVESTIGACION PARA EL
DESARROLLO INTEGRAL REGIONAL
C.I.I.D.I.R.
UNIDAD OAXACA
I.P.N.



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESION DE DERECHOS

En la Ciudad de Oaxaca de Juárez el día **24** del mes **octubre** del año **2011**, el (la) que suscribe **López Vidaña Erick César** alumno (a) del Programa de **MAESTRÍA EN CIENCIAS EN CONSERVACIÓN Y APROVECHAMIENTO DE RECURSOS NATURALES** con número de registro **B091500**, adscrito al Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional, Unidad Oaxaca, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección de la Dra. Lilia Leticia Méndez Lagunas y cede los derechos del trabajo titulado: "**Caracterización y evaluación de la eficiencia térmica y de secado en un deshidratador híbrido (solar-gas)**" al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección **Calle Hornos 1003, Santa Cruz Xoxocotlán, Oaxaca**, e-mail: posgradoax@ipn.mx ó ericesar@hotmail.com Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

López Vidaña Erick César



CENTRO INTERDISCIPLINARIO
DE INVESTIGACION PARA EL
DESARROLLO INTEGRAL REGIONAL
C.I.D.I.R.
UNIDAD OAXACA
I.P.N.

A la memoria de mi hermana

Ivonne Magaly (q.e.g.e.)

por el ejemplo de vida que me diste

...serás como la niebla intocable, hálito de Dios que despierta.

AGRADECIMIENTOS

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por el apoyo financiero otorgado durante mis estudios de posgrado.

Al Instituto Politécnico Nacional (I.P.N.) y al Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional, Unidad Oaxaca (CIIDIR) por permitirme el uso de su infraestructura y por la asignación de apoyos económicos durante el desarrollo del presente trabajo mediante el Programa Institucional de Formación de Investigadores (PIFI) y la Comisión de Operación y Fomento de Actividades Académicas (COFAA). De manera especial a la Dra. Lilia Leticia Méndez Lagunas, por la guía, consejos y comentarios para la realización de la presente.

Al la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM) por permitirme el uso de la infraestructura del Centro de Investigación en Energía (CIE) en laboratorio de secado solar bajo la asesoría del Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa.

Al Espacio Común de Educación Superior (ECOES) por el apoyo económico otorgado de movilidad nacional para la realización de estancia de investigación durante el periodo Agosto-Diciembre 2010.

Al Dr. Javier López Baltazar y a la fundación PRODUCE-Oaxaca por el apoyo a través del proyecto "Generación de un paquete tecnológico para el deshidratado de tomate 2007-2009" clave 20-2007-1032.

A la M.C. Laura Victoria Aquino González y I.A. Carmen Hernández Pérez por el buen humor y la ayuda en los experimentos de secado.

A los miembros de la comisión revisora: Dr. Juan Rodríguez Ramírez, Dr. Sadoth Sandoval Torres, Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa, Dr. Pastor Teodoro Matadamas Ortiz y Dr. Pedro Alberto Quintana Hernández por sus consejos y comentarios para el mejoramiento de esta tesis.

RESUMEN

El secado es una operación unitaria que consiste en remoción de agua por evaporación de la que se obtiene un producto sólido con bajo contenido de humedad; este proceso tiene aplicaciones variadas, como el secado de granos, plantas, frutas, pescado y madera, para conservar y prolongar su vida de anaquel. Hoy en día existen sistemas industriales de secado, con costos de operación elevados, ya que su fuente de energía proviene de fuentes convencionales de energía. Dada la escasez de combustibles fósiles es importante hacer uso de tecnologías que hagan una combinación de energías alternas con convencionales o bien que usen solo energías alternas como lo es la energía solar.

El secador híbrido estudiado, consiste en un colector solar, un sistema auxiliar de calentamiento por combustión de gas-LP y una cámara de secado, el cual puede ser operado usando un sistema de calentamiento por gas-LP (MG), híbrido solar-gas (MH) y solar (MS). La eficiencia térmica y de secado de tres configuraciones de operación del secador híbrido solar-gas fue calculada en estado transitorio. La eficiencia global se calculó tomando en cuenta el aporte energético del colector solar y/o el sistema auxiliar de calentamiento, según sea el modo de operación evaluado. En el análisis del colector solar se tomó en consideración las pérdidas por reflexión y absorción en el colector solar de placa absorbidora acanalada en "V" usando datos experimentales. A diferencia de otras investigaciones estudiadas en las cuales no se hace un análisis en estado transitorio, esta investigación considera la naturaleza transitoria de las condiciones climatológicas locales, reportando así una eficiencia real del sistema. La eficiencia térmica del colector es afectada principalmente por el flujo másico, el ángulo de inclinación del colector y la diferencia de temperaturas ambiente e interior del colector principalmente. Con una simulación variando los parámetros de velocidad de aire dentro del colector solar, se estimó el flujo másico que proporciona una eficiencia térmica superior a la calculada bajo las condiciones de diseño y operación actuales. La eficiencia de secado máxima fue en el modo de operación con gas-LP seguido del modo híbrido y solar. Se observó que el modo de operación híbrido y gas-LP presentan velocidad de secado similar en el periodo constante de la curva y la eficiencia de secado híbrido es análoga al secado con gas-LP, con la ventaja de consumir menos combustible, sin sacrificar la calidad del producto seco.

ABSTRACT

Drying is a unit operation that involves removal of water by evaporation of which obtained solid product with a low moisture content, this process has varied applications such as drying of grains, plants, fruits, fish and timber, to keep and prolong its shelf life. Today there are industrial drying systems with high operating costs, as its source of energy comes from conventional sources of energy. Given the scarcity of fossil fuels is important to use technologies that make a combination with conventional alternative energy or to use only alternative energy such as solar energy.

The hybrid dryer studied, consists of a solar collector, an auxiliary heating system for gas-LP and a drying chamber, which can be operated using a gas heating system-LP (MG), solar-gas hybrid (MH) and solar (MS). The thermal efficiency and drying of three operating configurations of hybrid solar-gas dryer was calculated in transient state. The overall efficiency was calculated taking into account the energy contribution of solar collector and/or auxiliary heating system, as the mode of operation evaluated. In the analysis of the solar collector was taken into account reflection losses and absorption in the solar collector absorber plate corrugated "V" shaped, using experimental data. Unlike other research studied in which there is a transient state analysis, this research considers the transient nature of local weather conditions, reporting and real efficiency of the system. The thermal efficiency of the collector is mainly affected by the air mass flow rate, angle of inclination of the collector and the temperature difference between outside and temperature inside the collector mainly. With a simulation speed by varying the parameters of air inside the solar collector, the mass flow rate was estimated to provide a thermal efficiency higher than that calculated under the conditions of current design and operation. The maximum drying efficiency was on the mode of operation LP-gas followed by the solar hybrid mode. It was observed that the hybrid mode and LP-gas have similar drying rate constant in the period of the curve and drying efficiency hybrid is similar to LP-gas drying, with the advantage of consuming less fuel, without sacrificing quality of dried product.

ÍNDICE

Lista de Figuras	v
Lista de tablas	viii
Nomenclatura	ix
Introducción	1
Planteamiento del problema	3
Justificación	5
Objetivos	7
Hipótesis	7
Antecedentes	8

CAPITULO I TRANSFERENCIA DE CALOR: CONCEPTOS Y DEFINICIONES

1.1 Introducción	12
1.2 Conducción	12
1.2.1 Campo de temperatura	13
1.2.2 Ley de Fourier	13
1.2.3 Conductividad térmica	14
1.2.4 Calor latente	14
1.3 Convección	15
1.3.1 Parámetros adimensionales de convección de calor	16
1.3.1.1 El Número de Nusselt	16
1.3.1.2 Número de Prandtl	17
1.3.1.3 Número de Grashof	17
1.3.1.4 Número de Rayleigh	18
1.3.2 Convección natural	19
1.3.3 Convección forzada	19
1.3.4 Convección natural y forzada combinadas	21
1.3.4.1 Transferencia de calor hacia el ambiente debido al viento	22
1.4 Radiación	22
1.4.1 Ley de Kirchoff	23
1.4.2 Ley de Planck	24

1.4.3 Ley de Stefan-Boltzmann	24
1.4.4 Absorción de la radiación	25

CAPITULO II PRINCIPIOS DE SECADO SOLAR

2.1 Introducción	28
2.1.1 Humedad	28
2.1.2 Contenido de humedad	29
2.1.3 Humedad en equilibrio.	30
2.2 Velocidad y tiempo de secado	30
2.2.1 Velocidad de secado	30
2.2.2 Tiempo de secado	32
2.2.3 Eficiencia de secado	33
2.3 Secado solar	33
2.3.1 Clasificación de los secadores solares	36
2.3.2. Sistemas de secado solar pasivos	37
2.3.2.1 Secadores abiertos al sol	37
2.3.2.2 Secadores solares con circulación natural.	38
2.3.2.3 Secadores solares con circulación natural tipo distribuido	39
2.3.2.4 Secador solar con circulación natural tipo integral	40
2.3.2.5 Secador solar de gabinete tipo pasivo.	41
2.3.2.6 Secador con circulación natural tipo invernadero	43
2.3.2.7 Secador con circulación natural modo mixto.	43
2.3.3 Sistemas de secado solar activos	44
2.3.3.1 Secador solar activo tipo integral	45
2.3.3.2 Secador solar activo tipo distribuido	45
2.3.3.3 Secador solar activo tipo mixto	46

CAPITULO III COLECTORES SOLARES PARA CALENTAMIENTO DE AIRE

3.1 Introducción	48
3.2 Tipo de captadores solares para calentamiento directo de aire	48
3.2.1 Tipo no poroso	48
3.2.2 Tipo poroso	49

3.2.3 Colectores solares para calentamiento de aire con placa descubierta	49
3.2.4 Tipos de calentadores de aire con cubierta	50
3.2.5 Captadores solares para calentamiento de aire con placa cubierta con paso de aire por arriba de la placa absorbadora (frontal)	51
3.2.6 Colectores solares para calentamiento de aire de placa cubierta con paso atrás	51
3.2.7 Colectores solares para calentamiento de aire con cubierta y placa suspendida	52
3.2.8 Captadores solares para calentamiento de aire con cubierta y placa perforada	53
3.2.9 Captadores solares para calentamiento de aire con placa Absorbadora corrugada en "V"	54
3.3 Análisis térmico	55
3.3.1 Análisis transitorio	59
3.3.2 Captador con flujo en ambos lados del absorbedor	61
3.4 Sistema de cubiertas	62
3.4.1 Reflexión de la radiación	62
3.5 Propiedades ópticas de sistema de cubiertas	65
3.5.1. Polarización de la luz	67
3.5.1.1 Polarización por reflexión	68
3.5.1.2 Polarización por doble refracción	69
3.5.1.3 Producto absortancia-transmitancia	69

CAPITULO IV ESTUDIO EXPERIMENTAL

4.1 Introducción	71
4.2 Descripción del deshidratador híbrido	72
4.2.1 Colector solar	72
4.2.2 Cámara de secado	74
4.3 Modos de operación	75
4.3.1 Modo gas-LP	75
4.3.2 Modo híbrido	75
4.3.3 Modo solar	76

4.4 Metodología	76
4.4.1 Instrumentación.	76
4.4.2 Preparación del material	78
4.4.3 Evaluación experimental.	78
4.4.4 Cálculo de la eficiencia del colector solar	78
4.4.4.1 Análisis óptico del sistema de cubiertas del colector solar	79
4.4.4.2 Cálculo de la eficiencia del colector solar	86
4.4.4.3 Eficiencia de la cámara de secado	92

CAPITULO V RESULTADOS

5.1 Eficiencia del colector solar	94
5.2 Eficiencia de la cámara de secado	98
5.2.1 Secado solar	99
5.2.2 Secado con uso de gas-LP	100
5.2.3 Secado híbrido	101
5.3 Cinéticas de secado	103
5.3.1 Cinética de secado solar	103
5.3.2 Cinética de secado con gas-LP	104
5.3.3 Cinética de secado híbrido	105
5.4 Velocidad de secado	106
5.5 Temperatura dentro de la cámara de secado	107
5.6 Flujo de aire en la cámara de secado	109
5.7 Flujo volumétrico en la cámara de secado	110
Conclusiones	112
Anexos	115
Referencias	125

LISTA DE FIGURAS

CAPITULO II

Figura 2.1. Curva de secado	32
Figura 2.2 Diseños típicos de secadores solares	36
Figura 2.3 Características de un típico secador solar con circulación natural (Indirecto) tipo distribuido	40
Figura 2.4 Características de un típico secador solar con circulación natural tipo integral	41
Figura 2.5 Secador solar pasivo de gabinete con circulación natural	42
Figura 2.6 Características de un típico secador solar de modo mixto con circulación natural	43
Figura 2.7 Secador solar modo mixto con circulación natural	44
Figura 2.8 Secador tipo invernadero con convección forzada	45
Figura 2.9 Características de un típico secador solar tipo distribuido	46
Figura 2.10 Características de un secador solar tipo mixto	47

CAPITULO III

Figura 3.1 Colector solar para calentamiento de aire con placa descubierta	50
Figura 3.2 Colector solar para calentamiento de aire de paso frontal.	51
Figura 3.3 Colector solar para calentamiento de aire con paso atrás	52
Figura 3.4 Colectores solares para calentamiento de aire con cubierta y placa suspendida	52
Figura 3.5 Captador solar para el calentamiento de aire con placa perforada	53
Figura 3.6 Esquema de varios tipos de calentadores de aire y agua	54
Figura 3.7 Colector solar con placa absorbedora corrugada en "V"	55
Figura 3.8 Esquema de los componentes de un calentador de aire convencional	55
Figura 3.9 Factores involucrados en el análisis térmico de un calentador convencional de aire	57
Figura 3.10 Representación de la resistencia térmica de las pérdidas de calor en un calentador de aire con doble cubierta de vidrio	58

Figura 3.11 Pérdidas aproximadas de calor en un calentador de aire	58
Figura 3.12 Temperatura y coeficientes de transferencia de calor considerados en el análisis térmico de un calentador de aire	60
Figura 3.13 Ángulos de incidencia y refracción en un medio con índice refractivo n_1 y n_2	63
Figura 3.14 Transmitancia de 1, 2, 3 y 4 cubiertas no absorbentes y teniendo un índice de refracción de 1.526	64
Figura 3.15 Transmitancia (considerando absorción y reflexión) para 1, 2, 3 y 4 cubiertas para tres tipos de cristal	67
Figura 3.16 Fenómeno de polarización de la luz	68
Figura 3.17 Absorción de la radiación solar por la placa absorbedora	70

CAPITULO IV

Figura 4.1 Componentes del deshidratador híbrido (solar-gas).	72
Figura 4.2 Vista corte frontal del colector solar	73
Figura 4.3 Esquema de la cámara de secado	74
Figura 4.4 moto-ventilador y sistema de combustión de gas LP	75
Figura 4.5 Puntos de medición en colector solar y cámara de secado	76
Figura 4.6 Esquema de la puerta perforada usada para medición de velocidad de aire dentro de la cámara de secado	77

CAPITULO V

Figura 5.1 Temperatura del aire dentro del colector solar e irradiancia global	96
Figura 5.2 Eficiencia del colector solar	97
Figura 5.3 Comparación entre la eficiencia real y simulada a diferente flujo másico de aire	98
Figura 5.4 Eficiencia de secado solar	100
Figura 5.5 Eficiencia de secado con uso de gas-LP	101
Figura 5.6 Eficiencia de secado híbrido.	102
Figura 5.7 Cinética de secado solar	105
Figura 5.8 Cinética de secado con gas-LP	106
Figura 5.9 Cinética de secado híbrido	106

Figura 5.10 Velocidad de secado de jitomate en tres condiciones de operación distintas	107
Figura 5.11 Temperatura en el interior de la cámara de secado e irradiancia Global	108
Figura 5.12 Comparación de temperaturas en las tres formas de operación del deshidratador híbrido.	109
Figura 5.13 Velocidad de flujo de aire en el interior de la cámara de secado con carga	110
Figura 5.14 Variación del flujo volumétrico en la cámara de secado durante el día	111

LISTA DE TABLAS

CAPITULO I

Tabla 1.1 Valores constantes para convección forzada	20
Tabla 1.2 Variación angular de la absorptancia para pintura negra	27

CAPITULO II

Tabla 2.1 Contenido de humedad inicial y final y máxima temperatura permitida para el secado de algunos alimentos	35
---	----

CAPITULO III

Tabla 3.1 Índice de refracción en el rango radiación visible para varios materiales basado en el valor del aire	65
---	----

CAPITULO IV

Tabla 4.1 Conductividad térmica de metales	73
Tabla 4.2 Propiedades ópticas y dimensiones de las cubiertas de vidrio del colector solar	79
Tabla 4.3 tabla de valores utilizados en el cálculo de la eficiencia del colector solar	
Tabla 4.4 propiedades físicas del aire a 40°C	87

CAPITULO V

Tabla 5.1 Relación del flujo másico dentro del colector solar con la eficiencia	98
Tabla 5.2 Contribución de la energía del colector solar y combustión de gas-LP en el proceso de secado de jitomate en el secador híbrido	104

NOMENCLATURA

A_p	Área de apertura del colector (m^2)
C	Poder calorífico del gas LP ($MJ\ kg^{-1}$)
C	Capacidad calorífica ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
CH	Contenido de humedad base húmeda (%)
F'	Factor de eficiencia del colector (adimensional)
F_R	Factor de remoción de calor (adimensional)
I	Irradiancia (W/m^2)
M	Masa de agua evaporada (kg)
m	Masa de gas LP consumida (kg)
\dot{m}	Caudal másico de aire ($kg\ s^{-1}$)
n	Numero del día del año
Q_u	Calor útil ganado por el colector (W/m^2)
U_L	Coefficiente global de pérdidas de calor ($Wm^{-2}\ C^{-1}$)
T_a	Temperatura ambiente ($^{\circ}C$)
T_i	Temperatura del aire al interior del colector ($^{\circ}C$)

Subíndices

MG	Modo de operación con gas-LP
MH	Modo de operación híbrido
MS	Modo de operación solar
cs	Colector solar
e	Humedad en equilibrio de la muestra ($kg.kg^{-1}$) en base seca
i	Humedad inicial ($kg.kg^{-1}$) en base seca
t	Humedad en un tiempo “t” ($kg.kg^{-1}$) en base seca

Letras griegas

η	Eficiencia (%)
$\alpha\tau$	Producto absortancia-transmitancia (adimensional)
β	Ángulo de inclinación del colector solar ($^{\circ}$)
δ	Ángulo de declinación ($^{\circ}$)
λ	Calor latente de vaporización ($MJ\ kg^{-1}$)
ϕ	Latitud del lugar

Introducción

Uno de los problemas que enfrenta la humanidad es la pérdida de alimentos que se produce por diversas razones, por ejemplo, los países en vías de desarrollo que no cuentan con tecnologías adecuadas, el cultivo inadecuado, la fertilización, la falta de canales de comercialización, transporte inadecuado y las pérdidas posteriores a la cosecha causando pérdidas por el deterioro biológico.

El secado o deshidratación de los alimentos se ha realizado desde tiempos inmemorables para su conservación, pues se elimina la posibilidad de deterioro biológico. Sin embargo, diversos estudios han demostrado que el método tradicional de secado a cielo abierto, donde el producto es expuesto directamente al sol e intemperie tiene desventajas debido a que el producto a secar puede estar en contacto con polvo y ensuciarse, puede mojarse en caso de llover e incluso puede sufrir infestación por insectos, roedores y aves lo que resultaría en la contaminación del alimento. Los secadores solares son baratos, fáciles de hacer y usar, pero no permiten controlar la temperatura y es difícil proteger el producto que se está secando debido a factores externos pues los alimentos pueden cambiar de color y muchas vitaminas se pierden si se exponen al sol durante demasiado tiempo.

Las técnicas de secado que se usan hoy en día son mediante sistemas industriales de secado convectivos, con costos de operación elevados, ya que su fuente de energía proviene de fuentes convencionales, y en muchos casos el suministro de energía a zonas rurales es crítico. Con base en lo anterior se propone el uso de secadores híbridos que hagan uso de energías alternas en forma combinada con fuentes convencionales. El secado solar en estructuras cerradas es un método de conservación para evitar pérdidas poscosecha y reducir la baja calidad asociada al método tradicional de secado.

En el presente trabajo de tesis, el objetivo principal fue instrumentar y evaluar en estado transitorio un deshidratador híbrido (solar-gas) el cual se puede operar en tres modos distintos de acuerdo al aporte energético usado para el proceso de secado. El análisis consistió en evaluar en forma detallada las partes que componen el sistema de secado, así como obtener en forma analítica la eficiencia óptica del colector solar y mediante simulaciones observar el efecto del flujo másico de aire en la eficiencia del colector solar.

Adicionalmente se hace un análisis del aporte energético del colector solar y combustión de gas-LP al proceso de secado.

La tesis está dividida en 5 capítulos, que se describen a continuación. En el capítulo I, se hace una indagación teórica acerca de los fenómenos que intervienen en el proceso de secado, la importancia de los fenómenos de transferencia de calor y de masa y las leyes que los rigen.

En el capítulo II, se establecen los principios teóricos y fundamentos de secado su relación con la velocidad y tiempo de secado, la clasificación de diversos tipos de secadores solares de acuerdo a la forma de usar la energía solar. En esta sección se hace una descripción detallada de los sistemas de secado activos y pasivos.

Sistemas de calentamiento de aire se describen en el capítulo III, se integra conceptos, descripciones y funcionamiento de cada uno de los colectores solares, así como el análisis térmico derivado de la configuración del colector. Adicionalmente se integra la teoría de análisis óptico de sistema de cubiertas para la obtención de la eficiencia óptica del colector solar.

El capítulo IV corresponde a la descripción detallada del estudio experimental, caracterizando cada una de las partes que componen el sistema de secado híbrido y describiendo los modos de operación. Se describe la rutina experimental así como los cálculos analíticos involucrados en la eficiencia del colector solar y en la eficiencia de secado.

El capítulo V concierne a los resultados obtenidos en las evaluaciones experimentales sobre el comportamiento térmico del colector solar, cámara de secado y sistema acoplado. Los experimentos se desarrollaron usando jitomate como material de secado; se reporta la cinética de secado, velocidad de secado y los factores que intervinieron en el desempeño del secador como la temperatura y el flujo de aire al interior de la cámara de secado.

El trabajo se completa con las conclusiones generales, referencias bibliográficas y los anexos en donde se incluyen de manera detallada los datos involucrados en el análisis del estudio experimental realizado.

Planteamiento del problema.

Uno de los problemas que enfrenta la humanidad es la pérdida de alimentos que se produce por diversas razones, por ejemplo, los países en vías de desarrollo que no cuentan con tecnologías adecuadas, el cultivo inadecuado, la fertilización, la falta de canales de comercialización, transporte inadecuado y las pérdidas posteriores a la cosecha causando pérdidas del 10 al 40 % de la producción total [Murthy, 2009; Karim & Hawlader, 2004].

De acuerdo con Bennamoun & Belhamri [2003], el almacenamiento es una de las etapas importantes en el proceso de producción del alimento, y durante esta etapa puede haber deterioro de cantidades considerables de alimento. El secado de alimentos es una solución a los problemas relacionados con esta parte del proceso y en la conservación de productos es una de las etapas más importantes de la producción.

Actualmente este proceso se realiza en secadores convencionales de tamaño industrial que son costosos, en los cuales su fuente de calor se obtiene mediante la combustión de algún combustible fósil ó mediante resistencias eléctricas. La desventaja de este tipo de secadores es la cantidad de energía requerida. En particular, en los países industrializados, entre el 7% y 15% de la energía industrial se utiliza en el secado [Bennamoun, & Belhamri, 2003].

Los secadores convencionales producen emisiones contaminantes además de contribuir al calentamiento global. Considerando que la disponibilidad de los combustibles fósiles es cada vez menor es necesaria la evaluación de las nuevas tecnologías que usen energías alternas.

En el secado tradicional a cielo abierto existen desventajas con respecto a la calidad del producto debido a la exposición directa a la radiación solar y la intemperie asociado a la contaminación por polvo, lluvia, insectos, roedores, daño microbiano, pérdida de color y

propiedades nutrimentales del alimento, etc. Aunado a esto el tiempo prolongado de secado promueve la producción de bacterias y hongos en los alimentos.

En la actualidad existen nuevas tecnologías, en este caso un deshidratador híbrido solar-gas, que consta de dos partes: un colector solar que calienta el aire para el proceso y una cámara de secado en donde se procesa el alimento en la cual tiene un sistema auxiliar de calentamiento por combustión de gas-LP y que se acoplan para formar el secador tipo híbrido.

Un secador solar híbrido usa energía solar y algún otro tipo de energía proveniente de fuentes convencionales (eléctrico o combustibles fósiles). Los sistemas auxiliares de calentamiento utilizados en investigaciones anteriores han sido eléctricos (Boughali et al., 2009, Amer et al., 2010) y quemador de biomasa (Prasad et al, 2006). Sin embargo, hoy en día se tiene escasa información sobre el desempeño de deshidratadores híbridos solar-gas, por lo que surge la necesidad de evaluar la eficiencia térmica y de secado, con la finalidad de comprobar si existe un aumento en la eficiencia térmica asociado a una disminución del consumo de gas-LP en el proceso de secado de productos agrícolas.

Justificación

En los países en desarrollo, más del 80% del alimento es producido por pequeños granjeros; estos productores secan el alimento a cielo abierto, no obstante este proceso tiene grandes desventajas como el deterioro de los alimentos y en consecuencia la baja calidad de estos por contaminación por polvo, insectos y degradación del color por incidencia directa de la luz solar (Azharul et al., 2006, Prasad et al., 2006).

El secado de productos agrícolas aumenta la vida de anaquel, reduce al mínimo las pérdidas durante el almacenamiento, y ahorra los costos de envío y transporte (Leon et al., 2002).

En la actualidad el proceso de secado se realiza por medios mecánicos o térmicos, tales como el uso de secadores directos e indirectos. El uso de secadores convectivos requiere de combustibles derivados del petróleo o la electricidad para el secado de productos agrícolas, lo cual es un proceso caro a escala rural en países en desarrollo (Prasad et al., 2006)

Para evitar el incremento de los costos del proceso de secado así como la mala calidad de los productos deshidratados surge la necesidad de usar secadores híbridos en los que se combina energía solar con la energía generada por la combustión de gas LP, permitiendo un mejor control en el proceso de secado que se refleja en la calidad del alimento deshidratado y el ahorro de combustibles fósiles traducido en una reducción en el costo de operación y en el cuidado del medio ambiente.

El uso de las energías alternas en los procesos de transformación, reduce daños en el medio ambiente, aunado a esto los costos de operación y mantenimiento del equipo, por la simplicidad de su diseño, son menores. Investigaciones sobre el desempeño de secadores híbridos (Boughali, et al., 2009) han reportado una disminución en el consumo de fuentes convencionales de energía que fluctúa entre 13-25% dependiendo del caudal másico de aire usado, lo que hace el proceso de secado más económico y amigable con el medio ambiente.

El secador híbrido Solar-Gas obtiene aire caliente de dos fuentes: 1) de la combustión de gas-LP y 2) de la radiación solar; cuando la radiación solar incidente en el colector es óptima, suministra suficiente calor al aire y no es necesario accionar el quemador de gas LP, en cambio cuando el clima es desfavorable y el colector solar no suministra suficiente energía al sistema, el quemador de gas LP se acciona hasta que en el interior de la cámara se logra la temperatura requerida para el proceso de secado, de tal manera que la temperatura dentro del secador sea constante.

La evaluación del secador híbrido es necesaria para estimar el desempeño térmico en el proceso de secado y rentabilidad comparativa con otros sistemas de secado (Leon et al., 2002). Esto también ayudará a próximos estudios para la mejora del diseño y a los usuarios para la selección de secadores apropiados para el tipo de aplicación que requieran.

Objetivos

Objetivo General

- Caracterizar y evaluar la eficiencia térmica y de secado de un deshidratador híbrido Solar-Gas en estado transitorio.

Objetivos específicos

- Realizar el análisis teórico de transferencia de calor
- Analizar en estado transitorio la eficiencia térmica del colector solar
- Realizar el análisis óptico del sistema de secado
- Evaluar la eficiencia de la cámara de secado
- Evaluar la eficiencia de secado en el sistema híbrido

Hipótesis

- La eficiencia de secado en un sistema híbrido es mayor que en el secado solar.
- La eficiencia de secado en el sistema híbrido es similar respecto la eficiencia de secado con gas-LP.
- El flujo másico del aire (\dot{m}) dentro del colector solar afecta su eficiencia térmica.

Antecedentes

Diversos estudios han demostrado que el método tradicional de secado a cielo abierto, donde el producto es expuesto directamente al sol e intemperie tiene muchas desventajas entre las cuales se tienen las siguientes: el producto a secar puede estar en contacto con polvo y ensuciarse, puede mojarse en caso de llover e incluso puede sufrir infestación por insectos, roedores y aves lo que resultaría en la contaminación del producto (Ong, 1999, Azharul et al., 2006, Prasad et al., 2006).

Por otro lado Potdukhe & Thombre (2008) mencionan que el uso de un secador solar por calentamiento de aire, a diferencia de secado a cielo abierto, la capacidad de secado aumenta significativamente con el aumento de la temperatura en la cámara de secado. Con el aumento del tiempo de operación, el periodo de secado de los productos puede ser reducido. Se puede obtener almacenamiento térmico en el sistema de secado, que absorbe el exceso de radiación solar durante la mayor incidencia de radiación y libera el calor durante la tarde.

Sin embargo el secado artificial o convencional tiene varias desventajas asociados al costo de equipo, la energía consumida (fósil y eléctrica) y el secado no uniforme del producto. El término "falta de uniformidad de secado" significa que el alimento se seca en forma desigual en diferentes lugares de un secador, en el caso de los equipos de tipo discontinuo. La falta de conocimiento del secado en un secador de alimento puede ser, al menos en parte, responsable por el costo relativamente alto de la dicha instalación de secado (Mathioulakis et al., 1998).

Dentro de los estudios que se han realizado con respecto a secadores solares, investigaciones se enfocan al desempeño de secadores directos e indirectos y otras investigaciones se refieren al desempeño de colectores solares como sistemas de calentamiento de aire. A continuación se describen algunos de las investigaciones más significativas para el presente trabajo.

Mohamad (1996) presenta el análisis de un calentador solar de aire, en donde minimiza las pérdidas de calor y la máxima extracción de calor del colector. El colector es de doble paso en donde se hace circular el aire forzadamente en contracorriente, en el primer

paso y a flujo normal en el segundo paso, por un medio poroso. El diseño tiene consideraciones en la caída de presión que sufre el fluido dentro del colector. Este colector solar tiene una eficiencia del 75%, que es superior a un colector solar de un solo paso.

Koyuncu (2005) evalúa seis tipos diferentes de colectores solares para el calentamiento de aire a convección natural. Todos los calentadores solares de aire se montaron en un soporte hacia el sur en un ángulo de inclinación, y fueron probados simultáneamente bajo las mismas condiciones ambientales. Observaron la variación entre cada modelo en la temperatura de la placa absorbadora, la diferencia de temperatura de entrada y de salida, el calor útil y las pérdidas térmicas. Obtuvieron un promedio de elevación de temperatura de 40° por encima de la temperatura ambiente y eficiencias en un rango de 50 a 75% cuando la tasa de flujo de aire es $65 \text{ m}^3/\text{hm}^2$

Azharul & Hawlader (2006) reportan estudio de un colector solar con placa absorbadora acanalada "V" para aplicaciones de secado. Los resultados indican una mayor eficiencia térmica de este tipo de colectores comparados a un colector solar de placa plana. Estudian los efectos de las variables que afectan el rendimiento del mismo. Observan que la temperatura del fluido disminuye con el incremento del flujo másico lo que resulta en un aumento en la eficiencia debido a la disminución de pérdidas de calor hacia el ambiente. Recomiendan un flujo másico de $0.035 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s}$ para aplicaciones de secado considerando la eficiencia del colector y la temperatura de salida y obtienen una eficiencia promedio de 51%.

Condorí & Saravia (2003) presentan un modelo no estacionario para un colector solar de aire. Obtienen una ecuación para la eficiencia térmica que depende de tres variables: una es función del tiempo y tiene en cuenta el desfase que se produce entre la radiación y la temperatura de salida, otra tiene en cuenta la temperatura de entrada del aire y la última la temperatura inicial del absorbador.

Bravo et al. (1995) presentan las metodologías experimentales para la evaluación de colectores solares para el calentamiento de agua y termas solares, centrándose en los parámetros: eficiencia de conversión, coeficiente global de pérdidas térmicas, eficiencia

óptica, fracción solar, eficiencia técnica, grado de utilización y curvas de variación térmica.

Bennamoun & Belhamri (2003) diseñaron y modelaron un secador solar de tipo indirecto para productos agrícolas, el cual consiste en un colector solar de placa plana de aluminio de 0.001 m de espesor y una cámara de secado con 10 bandejas donde el aire es impulsado por medio de un ventilador. Estudiaron la relación entre la temperatura en la cámara de secado, la temperatura del producto con respecto a la superficie del colector solar. Los resultados mostraron que el secado se ve afectada por la superficie del colector, la temperatura del aire y las características del producto.

Singh et al. (2005) evaluaron un secador solar de diseño multiplataforma, que consta de tres bandejas perforadas dispuestas una encima de otra. Los flujos de aire de secado a través del producto son por convección natural. Una de sus características es la inclinación variable para capturar más energía solar en las diferentes estaciones. Lograron un secado uniforme en todas las bandejas debido a la geometría que permite que la radiación solar llegue a las charolas de en medio. La temperatura máxima que se alcanzo en este secador fue de 100°C. La evaporación de la humedad en el 1^º, 2^º y 3^º día de secado para el secado de hojas de alholva fue de 0,23, 0,18 y 0,038 kg / m² h respectivamente.

Khalil et al. (2007) hacen una evaluación de un sistema de secado solar que consiste en tres partes (colector solar, gabinete de secado solar y un impulsor de aire). Dos tipos de frutas y un tipo de vegetales fueron secados en este trabajo (uvas, albaricoques, y frijoles). El contenido de humedad del albaricoque fue reducido de un 80 a un 13% en un día y medio de secado. Las uvas fueron reducidas en su contenido de humedad de un 80 al 18% en dos días y medio y los frijoles del 65 al 18% en un día solamente.

En revisiones de métodos de evaluación se menciona que el flujo de aire es un parámetro importante que influye en el proceso de secado. A medida que la tasa de flujo de aire se incrementa, las pérdidas de conducción y la radiación pueden ser pequeñas, debido a un aumento de la temperatura menor. La eficiencia de secado puede sufrir en las tasas de flujo de aire desde el aire no puede tener tiempo de contacto adecuado con los alimentos para aumentar su contenido de humedad. Tasa de flujo de aire óptimo

para los secadores solares se ha informado que cerca de 0.75 m³/min por metro cuadrado de área de la bandeja (Leon, 2002).

Prasad et al., (2006) desarrollaron un secador híbrido (solar-biomasa) con convección natural para el secado de cúrcuma y este secador fue capaz de desarrollar un flujo adecuado y continuo de la temperatura del aire caliente (55-60°C), el secado se desarrollo con éxito pues el análisis cuantitativo demostró que el secado a cielo abierto fue en 11 días mientras que en el secador solar fue de 1.5 días y generó productos de calidad. La eficiencia de la unidad fue de 28,57%.

Saravia et al., (2007) explican un método de diseño de secadores solares industriales o semi-industriales para el caso en que la información disponible del producto sean las curvas de secado de una muestra del mismo. El método propuesto se basa en el cálculo computacional del comportamiento del secador mediante un programa de nombre Simusol usándose un modelo fenomenológico que se ajusta utilizando como datos experimentales las curvas de secado de la muestra.

Sreekumar et al., (2008), diseñan y evalúan un secador solar para el secado de calabaza con una capacidad de 4 kg con una capacidad para 6 bandejas y 2 ventiladores que impulsan el aire dentro del la cámara de secado. La placa absorbedora de la radiación se encuentra encima del alimento para evitar daños en el color. La máxima temperatura obtenida fue 78.1 °C. El contenido de humedad se disminuyó de un 95% a 5% en un tiempo de secado de 6 horas.

Turhan et al. (2007) presentan las características de secado y energía necesaria para el secado de cerezas, el secador que evalúan se compone de un calentador eléctrico y un ventilador centrifugo. Secaron a velocidades del aire de 0.3, 0.6 y 0.9 m/s y a temperaturas de 50, 60 y 70°C y obtuvieron un contenido de humedad final del 8%. Determinaron que la temperatura del aire influyo significativamente en el tiempo de secado y la velocidad del aire influyo en la exigencia total de energía para el aire de secado.

CAPITULO I

TRANSFERENCIA DE CALOR: CONCEPTOS Y DEFINICIONES

1.1 Introducción

La transferencia de energía calorífica ocurre como resultado de una conducción de fuerzas llamada diferencia de temperaturas. La transferencia de calor es muy importante en los procesos industriales modernos por lo que el entendimiento de los principios básicos es de vital importancia.

La transferencia por conducción toma lugar entre cuerpos o partículas de cuerpos que están en contacto directo a diferentes temperaturas. La conducción de calor es un proceso molecular, es decir, el calor se conduce de molécula en molécula y ocurre un movimiento despreciable en las partículas del cuerpo [Tiwari, 2008].

La transferencia por convección ocurre entre fluidos, como gases, líquidos. Este modo de transferencia de calor toma lugar cuando toda la masa de un fluido no uniforme caliente, líquido o gas, es desplazada y mezclada. El modo combinado de transferencia de calor por convección y conducción es llamado transferencia de calor convectivo, puede ser en convección natural o convección forzada.

El tercer modo de transferencia de calor es conocido como radiación térmica, este proceso de transferencia de calor ocurre entre dos cuerpos separados por un medio el cual transmite el calor parcialmente o totalmente y toma lugar en tres etapas: la conversión de una fracción de la energía interna de uno de los cuerpos en la energía de ondas electromagnéticas en espacio, y absorción de energía radiante por otro cuerpo [Tiwari, 2008]

1.2 Conducción

El fenómeno de conducción de calor es un proceso mediante el cual existe propagación de energía entre partículas de un cuerpo en contacto directo teniendo diferentes temperaturas entre sí.

1.2.1 Campo de temperatura

Para la propagación de energía térmica que toma lugar en un cuerpo o espacio, debe haber una diferencia entre las temperaturas en los diferentes puntos del cuerpo. Esto ocurre en la transferencia de calor por conducción en donde el gradiente de temperatura en los diferentes puntos del cuerpo es diferente de cero. Una investigación analítica de las cantidades de conducción al estudio de las variaciones espacio-tiempo de la temperatura, llamado, determinación del campo de temperatura y se expresa de la siguiente manera

$$T = f(x, y, z, t) \quad [1.1]$$

Esta ecuación describe el campo de temperatura, en el cual la temperatura varía en el espacio y tiempo, esto se conoce como un campo de temperatura transitoria.

1.2.2 Ley de Fourier

La ecuación básica de conducción de calor para estado estable es conocida como la ecuación de Fourier. De acuerdo a esto, la cantidad de calor (dQ), pasando a través de una superficie isotérmica (dA), en un intervalo de tiempo (dt) es proporcional al gradiente de temperatura ($\partial T / \partial n$) y matemáticamente puede ser expresado como

$$dQ = -K \frac{\partial T}{\partial n} \quad [1.2]$$

El factor de proporcionalidad K en la ecuación anterior, es la propiedad física del material, la cual se define como la capacidad de una sustancia a conducir calor y se le denomina conductividad térmica. El flujo de calor q , se define como la tasa de flujo de calor por unidad de área en una superficie isotérmica, esta dado por

$$\dot{q} = -K \frac{\partial T}{\partial n} \quad [1.3]$$

La dirección del flujo de calor \dot{q} es normal a la superficie y es positivo en la dirección de decrecimiento de la temperatura, lo cual explica el signo negativo del lado derecho de la ecuación.

1.2.3 Conductividad térmica

La conductividad térmica es una propiedad física de los materiales que mide la capacidad de conducción de calor. En otras palabras la conductividad térmica es también la capacidad de una sustancia de transferir la energía cinética de sus moléculas a otras moléculas adyacentes o a sustancias con las que está en contacto. En el Sistema Internacional de Unidades la conductividad térmica se mide en $\frac{W}{K \cdot m}$ o también se expresa en $(J / ^\circ C m s)$.

1.2.4 Calor latente

El calor de cambio de estado es la energía requerida por una sustancia para cambiar de fase, de sólido a líquido (calor latente de fusión) o de líquido a gaseoso (calor latente de vaporización). Al cambiar de gaseoso a líquido y de líquido a sólido se libera la misma cantidad de energía. Antiguamente se usaba la expresión calor latente para referirse al calor de fusión o de vaporización. Latente en latín quiere decir escondido, y se llamaba así porque, al no notarse un cambio de temperatura mientras se produce el cambio de fase (a pesar de añadir calor), éste se quedaba oculto. Cuando se aplica calor al hielo, va ascendiendo su temperatura hasta que llega a $0^\circ C$ (temperatura de cambio de fase), a partir de entonces, aun cuando se le siga aplicando calor, la temperatura no cambia hasta que se haya fundido del todo. Esto se debe a que el calor se emplea en la fusión del hielo.

Una vez fundido el hielo la temperatura volverá a subir hasta llegar a $100^\circ C$, desde ese momento se mantendrá estable hasta que se evapore toda el agua. Esta cualidad se utiliza en el procesamiento de alimentos, en refrigeración, en bombas de calor.

Calor latente del agua

- de fusión: $333,9 \text{ kJ/kg}$ ($79,9 \text{ kcal/kg}$) a $0^\circ C$.

- de vaporización: 2253 kJ/kg (539 kcal/kg) a 100 °C.

1.3 Convección

La convección térmica es la transferencia de calor desde una parte de un fluido a otra parte, de baja temperatura, por mezcla de las partículas del fluido. El calor es transportado simultáneamente durante el proceso por convección y por conducción. En la mayoría de las aplicaciones de energía solar la convección es acompañada por conducción.

La diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie de contacto ocasiona una variación en la densidad en el fluido ocasionando un desplazamiento, el movimiento del fluido entonces produce una “convección natural”. Sin embargo, si el movimiento del fluido es debido a fuerzas externas las cuales provocan una diferencia de presiones que es independiente de las diferencias de temperaturas en el fluido, entonces se dice que es “convección forzada”

La rapidez de transferencia de calor por convección forzada entre un fluido y una superficie limitada puede ser evaluada mediante la siguiente fórmula

$$\dot{Q} = hA\Delta T \quad (1.4)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor local y la razón de flujo de calor, \dot{Q} al fluido y la interface con la superficie del cuerpo A está relacionada con la diferencia de temperaturas del cuerpo y sus alrededores ΔT . El coeficiente de transferencia de calor h , es una función complicada del flujo de fluidos, propiedades termofísicas del fluido y arreglos geométricos del sistema. Sin embargo, la forma matemática apropiada de h en un dominio limitado de aplicabilidad es evaluado por ecuaciones empíricas obtenidas por la correlación de resultados experimentales con el método de análisis dimensional. Las unidades de h puede ser expresada también en W/m^2K o en $W/m^2°C$ el valor en ambos casos es el mismo.

1.3.1 Parámetros adimensionales de convección de calor

1.3.1.1 El Número de Nusselt

Nu es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido circula (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

Así por ejemplo en transferencia de calor dentro de una cavidad por convección natural, cuando el número de Rayleigh es inferior a 1000 se considera que la transferencia de calor es únicamente por conducción y el número de Nusselt toma el valor de la unidad. En cambio para números de Rayleigh superiores, la transferencia de calor es una combinación de conducción y convección, y el número de Nusselt toma valores superiores.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad [1.5]$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor, L es la dimensión característica del sistema y k es la conductividad térmica del fluido.

El número de Reynolds relaciona la densidad, viscosidad, velocidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional, que interviene en numerosos problemas de dinámica de fluidos. Dicho número o combinación adimensional aparece en muchos casos relacionado con el hecho de que el flujo pueda considerarse laminar (número de Reynolds pequeño) o turbulento (número de Reynolds grande). Relaciona las fuerzas de inercia y viscosidad. Es la relación de la fuerza dinámica del fluido (ρv_0^2) y la fuerza viscosa ($\mu v_0/X$); donde μ es la viscosidad, v_0 es la velocidad y ρ la densidad del fluido. Desde un punto de vista matemático el número de Reynolds de un problema o situación concreta se define por medio de la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{\rho v_0^2 X}{\mu} = \frac{v_0 X}{\nu} \quad [1.6]$$

1.3.1.2 Número de Prandtl

El Número de Prandtl (Pr) es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica. Se llama así en honor a Ludwig Prandtl.

Se define como:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{velocidad de difusión de momento}}{\text{velocidad de difusión de calor}} = \frac{Cp\mu}{k} \quad [1.7]$$

En donde:

- ν es la viscosidad cinemática (m^2/s)
- α es la difusividad térmica (m^2/s)
- Cp es la capacidad calorífica a presión constante (J/K)
- μ es la viscosidad ($kg/m\ s$)
- k es la conductividad térmica (J/m^2K)

En problemas de transferencia de calor el número de Prandtl controla el espesor relativo de las capas límite de momento y térmica. Cuando Pr es pequeño significa que el calor se difunde muy rápido comparado con la velocidad (momento).

1.3.1.3 Número de Grashof

El Número de Grashof (Gr) es un número adimensional en mecánica de fluidos que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido. Se llama así en honor al ingeniero alemán Franz Grashof. Su definición matemática es:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad [1.8]$$

En donde:

- g es la aceleración de la gravedad (m/s^2)
- β es el coeficiente de expansión térmica (K^{-1})
- T_s es la temperatura de una superficie (K)

- T_{∞} es la temperatura ambiente [K]
- L es una longitud característica [m]
- ν es la viscosidad cinemática [m^2/s]

El producto del número de Grashof y el número de Prandtl da como resultado el número de Rayleigh; un número adimensional que se utiliza en cálculos de transferencia de calor por convección natural.

1.3.1.4 Número de Rayleigh

En mecánica de fluidos, el Número de Rayleigh (Ra) de un fluido es un número adimensional asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido. Cuando el número de Rayleigh está por debajo de un cierto valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por conducción; cuando está por encima del valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por convección.

El número de Rayleigh se llama así en honor a Lord Rayleigh y es el producto del número de Grashof y el número de Prandtl. Para el caso de convección natural en una pared vertical el número de Rayleigh se define como:

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta'(T_p - T_{\infty})L^3}{\nu\alpha} \quad [1.9]$$

En donde:

- Ra_x es el número de Rayleigh asociado a un cierto punto x de la superficie sometida a estudio.
- Gr_x es el número de Grashof asociado a un cierto punto x de la superficie sometida a estudio.
- Pr es el número de Prandtl [adimensional]
- g es la aceleración de la gravedad [m/s^2]
- L es la longitud característica, en este caso la distancia desde el inicio de la pared [m]
- T_p es la temperatura de la pared [K]
- T_{∞} es la temperatura del fluido alejado de la pared o corriente libre [K]
- ν es la viscosidad cinemática [m]

- α es la difusividad térmica [m^2/s]
- β es el coeficiente de expansión térmica [K^{-1}]

Las propiedades físicas del fluido (Pr , ν , α y β) se deben evaluar a la temperatura de la capa límite que se define como:

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} \quad (1.10)$$

Generalmente, la convección comienza para valores del número de Rayleigh mayores de mil, $\text{Ra} > 1000$, mientras que para $\text{Ra} < 10$ la transferencia de calor es completamente por conducción.

1.3.2 Convección natural

En el caso de convección natural, el origen del movimiento en un volumen de fluido es dado por la heterogeneidad de las fuerzas que actúan sobre el volumen. Si este flujo natural no se confina por límites sólidos, se denomina convección natural. En la convección natural, el campo gravitacional terrestre actual sobre el fluido con una distribución de densidad no uniforme, debido a la diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie de contacto.

1.3.3 Convección forzada

El este tipo de convección, el fluido es inducido al movimiento mediante una fuerza mecánica externa, ya sea por una bomba, un ventilador, etc. La energía externa es aplicada para mantener el proceso en el cual dos fuerzas están actuando: la presión del fluido relacionada a la velocidad de flujo $(1/2)\rho v^2$ y las fuerzas de fricción producidas por la viscosidad $\mu(dv/dy)$. Su importancia relativa en la transferencia de calor es representada por el número adimensional Reynolds (Re). Esto también define el flujo, si es laminar o turbulento, en la capa límite en la cual la velocidad de transferencia de calor está estrechamente relacionada.

El coeficiente de transferencia de calor h es incorporado por el número de Nusselt, dependiendo si es flujo laminar o turbulento, natural o forzado.

$$Nu = C(GrPr)^n K \quad [1.11]$$

Donde la relación es obtenida por el método de análisis dimensional. La constante C y n son determinadas por la correlación de datos experimentales y para un tipo de flujo y geometría. El factor de corrección, K , es introducido para representar todo el comportamiento físico del problema y también para aproximarse a datos reales.

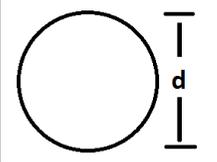
Sección transversal	D	C	m	n	K	Condiciones de operación
	d	1.86	1/3	1/3	$\left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_v}\right)^{0.14}$	Flujo laminar en tubo corto $Re < 2000$. $Gz > 10$
	d	3.66	0	0	1	Flujo laminar en tubo corto $Re < 2000$. $Gz > 10$
	d	0.023	0.8	0.4	1	Flujo turbulento para gases $Re > 2000$
	d	0.027	0.8	0.33	$\left(\frac{\mu}{\mu_v}\right)^{0.14}$	Flujo turbulento para flujos altamente viscosos $0.6 < Fr < 100$

Tabla 1.1 Valores constantes para convección forzada

Para flujos laminares en una placa plana isotérmica, Churchill y Ozoë [1973] proponen la siguiente relación

$$Nu_x = \frac{0.3387 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{1/4}} \quad \text{para } RePr > 100 \quad [1.12]$$

Para un flujo de calor constante se tiene la siguiente relación

$$Nu_x = \frac{0.4637 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0207}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{1/4}} \quad \text{para } RePr > 100 \quad [1.13]$$

Para calentadores de aire solares, el coeficiente de transferencia de calor convectivo entre 2 placas puede ser determinado por la siguiente relación [Kays y Grawford, 1980]

$$Nu = 0.0158Re^{0.8} \text{ para } Re > 2100 \text{ y } \frac{L}{Dn} \text{ con valor grande} \quad (1.14)$$

Esta relación es válida para todos los flujos turbulentos.

1.3.4 Convección natural y forzada combinadas

Un número de situaciones prácticas ocurren cuando el calor convectivo transferido no es ni natural ni forzado. Estas circunstancias surgen cuando un fluido es forzado sobre una superficie caliente a una velocidad baja. La velocidad de flujo forzado, es una velocidad conectiva en la cual se genera por fuerzas de flotación resultando en una disminución de la densidad del fluido en la zona cercana a la superficie caliente.

Para grandes valores de número de Reynolds, implica grandes valores de velocidades de flujo forzado, y por lo tanto hay menos influencia de convección natural. Para valores grandes del producto de Grashof-Prandatl, se espera que prevalezcan los efectos de la convección natural.

$$Nu = 1.75 \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \left[Gz + 0.012(GzGr^{0.33})^{\frac{4}{3}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (1.15)$$

Donde $Gz = RePrd/L$ es el numero de Graetz, μ_b es la viscosidad del fluido a un temperatura promedio y μ_w es la viscosidad del fluido a la temperatura de la pared.

La noción general la cual es aplicada en el análisis de convección combinada, es aquel en que la predominancia en el modo de transferencia de calor está dominada por la velocidad del fluido asociado con aquel modo. De manera general el criterio que se usa es $Gr/Re^2 < 10$, quiere decir que la convección natural tiene mayor importancia.

1.3.4.1 Transferencia de calor hacia el ambiente debido al viento

La transferencia de calor de la placa, expuesta a viento, ha sido analizada por Mc Adams en 1954 el cual reporta la siguiente ecuación para el coeficiente de transferencia de calor por convección debido al viento

$$h_c = 5.7 + 3.8V \quad \text{para} \quad 0 \leq V \leq 5 \text{ms}^{-1} \quad [1.16]$$

Donde V es la velocidad del viento, m/s. En la ecuación anterior para velocidades del viento de ~ 0 m/s tiene pérdidas de calor por convección natural. Esto se menciona por que el proceso que ocurre en esta situación no es tan simple como parece, pues el viento no siempre sopla en forma paralela a la superficie.

Es posible que en esta ecuación los efectos de las pérdidas por radiación y convección fueran incluidas. Por esta razón Watmuff et al. en 1977 propone la siguiente ecuación

$$h_c = 2.8 + 3.0V \quad \text{para} \quad 0 \leq V \leq 7 \text{ms}^{-1} \quad [1.17]$$

1.4 Radiación

La radiación térmica es la transferencia de calor de un cuerpo a alta temperatura a otro con baja temperatura por ondas electromagnéticas (0.1 a 100 μm). La temperatura es transmitida en el espacio en forma de ondas electromagnéticas. La radiación térmica esta en el rango del infrarrojo y obedece todas reglas como las de luz, es decir viaja en línea recta a través de medio homogéneos y se convierte en calor cuando golpea cualquier algún cuerpo el cual la pueda absorber, y es reflejada y refractada de acuerdo a las mismas reglas de la luz.

Cuando la energía radiante cae sobre un cuerpo, una parte es reflejada (I_r), otra es absorbida (I_a) y el resto transmitida (I_t) a través de este.

$$I_T = I_r + I_a + I_t \quad [1.18]$$

$$1 = \rho' + \alpha' + \tau' \quad [1.19]$$

Donde ρ' , α' y τ' son la reflectividad, absorptividad y transmisividad del interceptor, respectivamente y en conjunto las tres deben de sumar la unidad. La cantidad de energía reflejada con respecto a la energía incidente es llamada reflectividad. La cantidad de energía absorbida y transmitida se llama absorptividad y transmisividad respectivamente.

Para un cuerpo opaco $\tau' = 0$ por lo tanto $\rho' + \alpha' = 1$, sin embargo cuando $\rho' + \tau' = 0$; $\alpha' = 1$, es decir el cuerpo o el material absorbe toda la energía incidente. Tal substancia es llamada cuerpo negro, de igual manera para un cuerpo blanco, refleja toda la radiación incidente $\alpha' = \tau' = 0$; $\rho' = 1$.

La energía que es absorbida, es convertida en calor y este cuerpo caliente, en consecuencia emite radiación. La energía radiante emitida por unidad de área en un tiempo determinado, se le denomina *poder emisor* $[E_\lambda]$. Sin embargo, es definido como la cantidad de energía emitida por segundo por unidad de área, y es la relación del poder emisor de un cuerpo referido al poder emisor del cuerpo negro a la misma temperatura.

1.4.1 Ley de Kirchoff

En la termodinámica, la ley de Kirchoff de la radiación térmica, es un teorema de carácter general que equipara la emisión y absorción en objetos calientes, propuesto por Gustav Kirchoff en 1859, a raíz de las consideraciones generales de equilibrio termodinámico. La ley de Kirchoff establece que, si un cuerpo (o superficie) está en equilibrio termodinámico con su entorno, su emisividad es igual a su absorptancia ($\alpha = \epsilon$)

Existen los siguientes corolarios de la Ley de Kirchoff. Esta ley puede resumirse como: *un mal reflector es un buen emisor, y un buen reflector es un mal emisor.*

La emisividad no puede ser mayor a uno ($\epsilon \leq 1$), esto es imposible por la conservación de la energía, por lo que no es posible térmicamente irradiar más energía de la que un cuerpo negro puede absorber estando en estado de equilibrio.

1.4.2 Ley de Planck

Se llama poder emisor espectral de un cuerpo $E(\nu, T)$ a la cantidad de energía radiante emitida por la unidad de superficie y tiempo entre las frecuencias ν y $\nu + \delta\nu$. Se trata por tanto de una potencia.

$$E(\nu, T) = \pi * I(\nu, T) = \frac{2\pi h\nu^3}{c^3} \frac{1}{e^{\frac{h\nu}{kT}} - 1} \quad [1.20]$$

Consideremos el intervalo de frecuencias entre ν y $\nu + d\nu$ y sea E el poder emisor del cuerpo en el intervalo de frecuencias.

$$dE = E(\nu, T)d\nu \quad [1.21]$$

Considerando que la longitud de onda se relaciona con la frecuencia:

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \quad \text{y por tanto} \quad d\nu = \frac{-c}{(\lambda)^2}d\lambda \quad [1.22]$$

Resulta que el poder emisor espectral en función de la longitud de onda es:

$$E(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 \cdot (e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1)} \quad [1.23]$$

Donde las constantes valen en el Sistema Internacional de Unidades o sistema MKS:

$$C_1 = 2\pi hc^2 = 3,742 \cdot 10^{-16} \text{ W} \cdot \text{m}^2 \quad [1.24]$$

$$C_2 = \frac{hc}{k} = 1,4385 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{K} \quad [1.25]$$

De la Ley de Planck se derivan la ley de Stefan-Boltzmann y la ley de Wien.

1.4.3 Ley de Stefan-Boltzmann

La ley de Stefan-Boltzmann establece que un cuerpo negro emite radiación térmica con una potencia emisiva superficial [W/m^2] proporcional a la cuarta potencia de su temperatura, esto es

$$E = \sigma T_e^4 \quad (1.26)$$

Donde T_e es la temperatura efectiva o sea la temperatura absoluta de la superficie y sigma es la constante de Stefan-Boltzmann

$$\sigma = 5.67 * 10^{-8} W/m^2 K^4 \quad (1.27)$$

Esta potencia emisiva de un cuerpo negro (o radiador ideal) supone un límite superior para la potencia emitida por los cuerpos reales. La potencia emisiva superficial de una superficie real es menor que el de un cuerpo negro a la misma temperatura y está dada por:

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \quad (1.28)$$

Donde epsilon (ε) es una propiedad radiativa de la superficie denominada *emisividad*. Con valores en el rango $0 \leq \varepsilon \leq 1$, esta propiedad es la relación entre la radiación emitida por una superficie real y la emitida por el cuerpo negro a la misma temperatura. Esto depende marcadamente del material de la superficie y de su acabado, de la longitud de onda, y de la temperatura de la superficie.

1.4.4 Absorción de la radiación

La absorción de la radiación en un medio parcialmente transparente es descrito por la ley de Bouguer, la cual está basado en el supuesto que la radiación absorbida es proporcional a la intensidad local I , el medio y del recorrido de la radiación en el medio X:

$$dI = -IKdx \quad (1.29)$$

Donde K es la constante de proporcionalidad, llamado coeficiente de extinción, y asume que es constante en el espectro solar. Integrando a lo largo de la longitud del camino en el medio se tiene:

$$\tau_a = \frac{I_t}{I_0} = e^{-KL/\cos\theta_2} \quad (1.30)$$

El subíndice a , es un recordatorio de que solo las pérdidas por absorción deben de ser consideradas. Para el vidrio, el valor de K varía entre los valores de 4 m^{-1} y 32 m^{-1} . La radiación térmica es una forma de emisión y transmisión de energía que depende totalmente de las características de temperatura de la superficie de emisión.

No hay intervención del portador, como en los otros modos de transmisión de calor, es decir, en conducción y convección. La radiación térmica es en realidad una onda electromagnética que viaja a la velocidad de $C = 300000 \text{ Km/s}$ en el vacío. Esta velocidad está relacionada con la longitud de onda (λ) y frecuencia (ν) de la radiación dada por la ecuación

$$C = \lambda \nu \quad (1.31)$$

Cuando un haz de radiación térmica incide sobre la superficie de un cuerpo, una parte de ella se refleja de la superficie, parte es absorbida por el cuerpo, y parte se transmite a través del cuerpo. Las diversas propiedades asociadas a este fenómeno son la fracción de radiación reflejada, la reflectividad (ρ), el fracción de la radiación absorbida, denominada capacidad de absorción (α), y la fracción de la radiación de transmisión, llamada (τ). Los tres están relacionados por las cantidades la siguiente ecuación:

$$1 = \tau + \alpha + \rho \quad (1.32)$$

Cabe señalar que las propiedades de la radiación que acabamos de definir no sólo son funciones de la propia superficie, sino también de la dirección y la longitud de onda de la radiación incidente. Por lo tanto, la ecuación anterior es válida para el promedio de las propiedades el espectro de longitudes de onda completa. La siguiente ecuación se utiliza para expresar la dependencia de estas propiedades en la longitud de onda

Ángulo de Incidencia (°)	Absortancia
10-30	0.96
30-40	0.95
40-50	0.93
50-60	0.91
60-70	0.88
70-80	0.81
80-90	0.66

Tabla 1.2 Variación angular de la absortancia para pintura negra
(Kalogirou, 2009)

CAPITULO II

PRINCIPIOS DE SECADO SOLAR

2.1 Introducción

El proceso de secado involucra simultáneamente transferencia de calor desde los alrededores a la superficie del producto que se seca en combinación con la transmisión de calor en el material, y la transferencia de masa desde el interior del producto a su superficie, seguido por el transporte externo de la humedad a los alrededores. Los parámetros del producto tales como las propiedades físicas (tamaño, densidad, etc.), contenido de humedad y el coeficientes de transferencia de masa entre el aire y los productos alimenticios, todos varían durante el proceso de secado. Esto es influenciado por las condiciones externas al producto, tales como temperatura, humedad y velocidad del aire de secado y también por los cambios en la composición química y física de los productos alimenticios. Cada producto resiste un máximo de temperatura dependiendo de su tipo (verdura, fruta, cereales, etc.), contenido de humedad y el grado de madurez. Los procedimientos estándar de prueba para los componentes de un secador solar, tales como los colectores y sistemas de calentadores de aire y agua están disponibles. Sin embargo los procedimientos para evaluar el desempeño de los secadores solares no están disponibles debido a la variedad en el diseño de secadores, materiales de construcción, condiciones de operación, etc. (Leon, 2002).

2.1.1 Humedad

La mayoría de los materiales son higroscópicos, por lo tanto pierden o ganan humedad hasta que alcanzan el equilibrio con el ambiente que los rodea. Cuando el material pierde humedad hacia sus alrededores, se dice que ha sido deshidratado. El intercambio de humedad entre el material y el aire seco depende de sus presiones de vapor. La humedad se mueve de presiones de vapor altas a presiones de vapor bajas, entre mayor sea la diferencia de presiones de vapor entre el grano y del aire, más rápido será el intercambio de humedad. Por lo tanto, el diferencial de presión de vapor entre el material y el aire seco es la fuerza que remueve la humedad.

Otro factor importante en el secado de alimentos es mantener la misma diferencia de presión de vapor favorable para remover la humedad de todo el material. El aire caliente se mueve por encima del alimento, la humedad del aire se incrementa por que absorbe la humedad de las capas superiores del alimento, y a medida que se agota el agua de la superficie su potencial para tomar la humedad del interior disminuye.

Moviendo el aire a alta velocidad de flujo se compensará está pérdida de diferencial de presión de vapor y alguna resequedad ocurrirá en la superficie de alimento. Por lo tanto, la velocidad de secado depende en gran parte de la velocidad a la cual el aire seco se pueda llevar la humedad que es evaporada.

2.1.2 Contenido de humedad.

El contenido de humedad se puede expresar tanto en base húmeda como en base seca. La humedad con base húmeda, H_{bh} , y la humedad con base seca, H_{bs} , se definen respectivamente con las ecuaciones 2.1 y 2.2 donde m_a es la masa del agua, m_s es la masa de la materia seca y m_t es la masa total.

$$H_{bh} = \frac{m_a}{m_a + m_s} = \frac{m_a}{m_t} \quad (2.1)$$

$$H_{bh} = \frac{m_a}{m_s} \quad (2.2)$$

El contenido de humedad con base húmeda se puede expresar tanto en decimal como en porcentaje; en cambio, el contenido de humedad con base seca sólo tiene sentido si se expresa en decimal, puesto que se trata de una relación entre componentes del material. En el comercio y la industria se emplea mayormente el contenido de humedad con base húmeda, mientras que en trabajos de laboratorio el contenido de humedad con base seca resulta más adecuado.

$$H_{bh} = \frac{H_{bs}}{H_{bs} + 1} \quad (2.3)$$

$$H_{bs} = \frac{H_{bh}}{1 - H_{bh}} \quad (2.4)$$

2.1.3 Humedad en equilibrio

Cuando un material se expone al aire (no saturado) comenzará a evaporarse o condensarse agua en él hasta que las presiones parciales del vapor contenido en el aire y del líquido contenido en el sólido se igualen. Entonces el sólido y el aire estarán en equilibrio, llamándose humedad en equilibrio, H_e , que se define como el contenido de agua en base seca que tiene el sólido en ese momento y condicionado a que no cambien las circunstancias externas (temperatura o humedad principalmente). Para una temperatura establecida, la humedad en equilibrio del sólido dependerá, por tanto, de la humedad relativa que tenga el aire. Al representar gráficamente H_R frente a H_e (o viceversa) se obtiene una curva de equilibrio, que será distinta para cada sustancia y para cada temperatura.

2.2 Velocidad y tiempo de secado

Aparte de los balances de materia y energía, otros parámetros involucrados en el secado son la velocidad a la que éste se produce y, dependiendo de ella, el tiempo que tardará en realizarse el proceso.

2.2.1 Velocidad de secado

La velocidad de secado es la cantidad de agua que se consigue eliminar por unidad de tiempo:

$$\dot{m}_{agua} = \dot{m}_a \Delta X \Delta H_{bs} = \dot{m}_s \Delta H_{bs} \quad (2.5)$$

En muchas ocasiones esta velocidad es una velocidad específica, V referida a la unidad de masa de sólido seco ó referida a la superficie de producto V_A .

$$V = \frac{\dot{m}_{agua}}{m_s} = \frac{\Delta H_{bs}}{t} \quad kg \text{ agua}/(kg \text{ ss min}) \quad (2.6)$$

$$V_A = \frac{\dot{m}_{agua}}{A} = \dot{m}_s \frac{\Delta H_{bs}}{A} \quad Kg \text{ agua}/(\text{min } m^2) \quad (2.7)$$

La velocidad de secado está determinada por muchos factores, siendo el más importante la transferencia de calor por convección, entre el aire y el producto que se está secando. Si se conoce el coeficiente de convección, h ($\text{W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$), es posible calcular la velocidad de secado suponiendo que el producto permanece a temperatura constante T_h , de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t} = hA\Delta T = \dot{m}_{\text{agua}}L_v(T_h) \quad [2.8]$$

Donde ΔT es la diferencia de temperaturas entre el aire que entra y el producto a secar.

La velocidad de secado no es la misma durante todo el proceso, es decir, que la eliminación de agua se realiza en una serie de etapas en las que la velocidad de secado es diferente. La representación gráfica de la velocidad de secado frente a la humedad del producto o frente al tiempo se denomina “curva de secado”, y son diferentes de acuerdo al tipo de producto a deshidratar.

En la figura 2.1, se representa un ejemplo de una curva de secado. El producto se encuentra inicialmente en el punto A. La etapa inicial de secado (AB) ocurre de acuerdo a las características del producto y el agua se va calentando lentamente.

Posteriormente se produce una gran disminución del contenido de agua manteniéndose la velocidad constante (BC). Esta etapa finaliza cuando se alcanza la llamada humedad crítica H_c , fácilmente identificable en las curvas de secado por el cambio brusco de la misma.

Finalmente la velocidad empieza a decrecer (CD), pudiendo existir uno o varios periodos de velocidad decreciente.

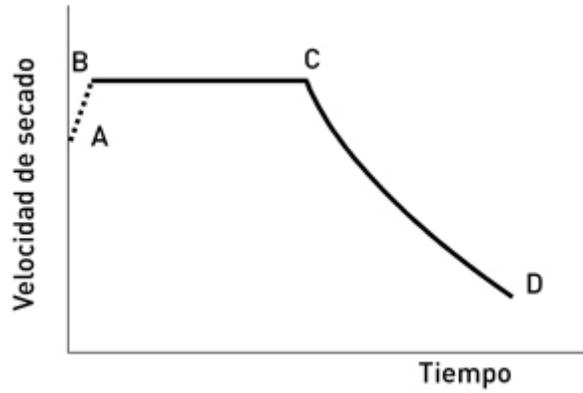


Fig. 2.1 Curva de secado.

Desde el punto de vista teórico, y con el fin de calcular el tiempo de secado, se considera únicamente los periodos de velocidad constante, donde la humedad en base seca disminuye desde H_0 hasta H_c , y de velocidad constantemente decreciente, donde la humedad en base seca disminuye desde H_c hasta H_1 .

2.2.2 Tiempo de secado.

Tiempo de secado para el período de velocidad constante. La ecuación 2.9, permite el cálculo del tiempo de secado durante el período de velocidad constante, V_c (por unidad de masa de sólido seco):

$$t_c = \frac{m_s(H_0 - H_c)}{\dot{m}_{agua}} = \frac{H_0 - H_c}{V_c} \quad [2.9]$$

La ecuación 2.10, permite el cálculo del tiempo de secado durante el período de velocidad decreciente, V_d :

$$t_d = (H_c/V_c) \ln (H_c/H_1) \quad [2.10]$$

Donde, en ambos casos, las humedades H están expresadas en base seca.

2.2.3 Eficiencia del secado

El consumo de energía en un secador no se debe medir solamente en unidades de combustible usadas en el proceso. Es importante que se relacione este consumo con la cantidad correspondiente de agua evaporada, de ahí la necesidad de definir un elemento que sirva de término de comparación entre diferentes secadores. Ese término, bien aceptado ya entre la comunidad científica, es el que se denomina eficiencia de secado y se define como la relación entre la cantidad de energía destinada al secado y la cantidad de agua evaporada durante el proceso [Gama, 2007].

El consumo de energía por unidad de agua evaporada varía con diversos parámetros, de ellos, los más importantes son: la variación de la humedad del producto durante el secado (tasa de secado), las condiciones ambientales y el tipo de secador empleado. La velocidad de secado de cierto tipo de material, a su vez, es función de la temperatura y del flujo de aire de secado, del contenido de humedad inicial y de equilibrio de los granos, de la temperatura y, cuando corresponda, de la velocidad de los granos dentro del secador.

El tipo de secador que se utilice ejerce gran influencia sobre el rendimiento térmico del secado. Cada producto se seca a una velocidad diferente y cada uno presenta exigencias más ó menos precisas respecto a la calidad. Existe así la necesidad de perfeccionar diferentes secadores por tipo de alimento, pues las condiciones de secado (temperatura, flujo de aire, velocidad del paso del producto por el secador, contenido inicial de humedad, etc.) del material *X* son distintas al material *Y*.

2.3 Secado solar

El secado solar consiste en secar un producto con la energía proveniente del sol de una manera controlada [Tiwari, 2008]. Para realizar este tipo de secado es necesario utilizar secadores solares. Existen diferentes tipos de secadores solares y en forma general están formados de las siguientes partes:

- La cámara de secado o silo: lugar donde se coloca el material a secar y tiene lugar el secado.

- El colector solar: es el que transfiere calor al aire de secado y/o material.
- Medio para circular el aire de secado: generalmente se utilizan ventiladores.
- Unidad de almacenamiento de calor (opcional): se utilizan solo en algunos casos donde el proceso de secado es de forma continua.
- Equipos de medición y control: se utilizan para llevar un control adecuado del producto que se está secando.
- Ductos: son los encargados de conducir el aire de secado al lugar en donde se encuentra el producto a secar.

El mayor requerimiento de energía es por transferencia de calor al producto húmedo por convección y conducción de la masa de aire circundante a temperatura por encima de la del producto o por radiación, principalmente del sol, o conducción de la superficie caliente en contacto con el producto. El calor absorbido por el producto suministra la energía necesaria para la evaporación del agua contenida en el producto. El proceso que ocurre en la superficie del producto es simplemente evaporación. El agua empieza a evaporarse de la superficie del producto húmedo cuando la energía absorbida incrementa su temperatura lo suficiente para que la presión de vapor del agua del producto húmedo exceda la presión de vapor del aire circundante. La humedad del interior del producto va sustituyendo la humedad que se ha ido evaporando, este proceso es por difusión, y este depende de la naturaleza del producto y su contenido de humedad. Si la velocidad de difusión es lenta sería un factor limitante del proceso de secado. En el secado con radiación directa parte de la radiación solar puede penetrar el material y ser absorbido dentro del producto, por lo tanto genera calor en el interior del producto además de la superficie, por lo tanto aumenta la transferencia de calor.

Los alimentos son una necesidad básica del hombre, después del aire y del agua. Los alimentos tienen una posición de importancia primera en el desarrollo de los países. El secado de los cultivos evita las pérdidas que se dan entre la cosecha y el consumo. Los alimentos con alto contenido de humedad son propensos a sufrir daños microbianos, ataque por insectos, plagas, etc. Para solucionar los problemas antes mencionados se han desarrollado varias técnicas de secado, teniendo como ventajas los siguientes puntos (Tiwari, 2008):

- i. Permite la cosecha temprana
- ii. Permite planear la temporada de cosecha
- iii. Facilita el almacenamiento a largo plazo
- iv. Ayuda a los granjeros a tener más ingresos
- v. Reduce los requerimientos de espacio para almacenamiento
- vi. Ayuda al manejo, transporte y distribución de cultivos
- vii. Permite la viabilidad de las semillas

El secado permite reducir el contenido de humedad del alimento a niveles bajos en los cuales la deterioración no ocurre y el producto puede ser almacenado por tiempo definido. La temperatura es un factor determinante en el proceso de secado. Existen estudios que reportan la temperatura máxima permitida para que el alimento en cuestión no sufra daños térmicos por altas temperaturas.

Cultivo	Contenido de humedad inicial %bh	Contenido de humedad final %bh	Máx. temperatura permitida [°C]
Maíz	35	15	60
Zanahoria	70	5	75
Ajo	80	4	55
Manzana	80	24	70
Papa	75	13	75
Plátano	80	15	70
Piña	80	10	65
Tomate	96	10	60
Berenjena	95	6	60

Tabla 2.1 Contenido de humedad inicial y final y máxima temperatura permitida para el secado de algunos alimentos según Broker et al., 1992, Sharma et al., 1993 [Tiwari, 2008].

En forma general, hay tres modos se realizar el secado de cultivos:

- (i) a cielo abierto
- (ii) secado directo
- (iii) secado indirecto

2.3.1 Clasificación de los secadores solares

Existen diversos tipos de secadores solares los cuales tienen características diferentes tales como: el tipo de secado, la circulación del aire, la forma de operación y capacidad de secado. Las características que más se usan para identificar y clasificar los secadores solares son dos: el tipo de secado y la circulación de aire (Tiwari, 2008).

Los sistemas de secado solar se clasifican primeramente de acuerdo a sus modos de calentamiento y la manera en que la energía solar es utilizada. En términos generales, pueden ser clasificados dentro de dos grupos principales a) sistemas de secado solar activos y b) sistemas de secado solar pasivos (Ekechukwu & Norton, 1999). Existen tres distintas subclases de cada uno de estos secadores, los cuales varían principalmente en el diseño del arreglo de los componentes y el modo de utilizar la energía solar: a) secadores solares tipo integral; b) secador solar tipo distribuido; y c) secador solar modo mixto. En la figura 2.2, se presentan las principales características de diseños típicos de secadores solares.

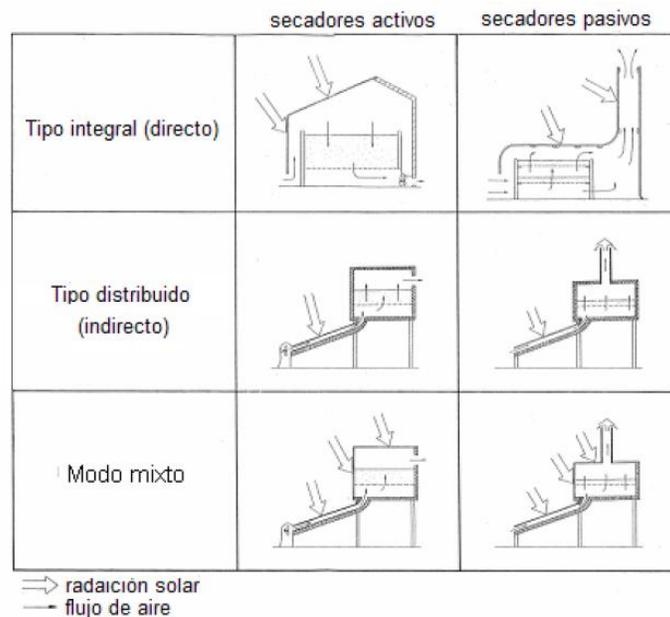


Figura 2.2 Diseños típicos de secadores solares (Martin & Goswami, 2005).

El tipo de diseño usado para coleccionar energía solar depende principalmente de la aplicación. Los colectores de placa plana son usados principalmente para el calentamiento de agua o edificios.

Los componentes básicos de un colector de placa plana, es una placa negra que a su vez está cubierta de una o varias cubiertas transparentes de vidrio o plástico, los lados y el fondo del colector son aislados y la luz del sol es transmitida a través de las cubiertas transparentes y absorbido por la placa negra.

2.3.2 Sistemas de secado solar pasivos

2.3.2.1 Secadores abiertos al sol.

Hay dos procedimientos tradicionales por lo que el secado solar pasivo de cosechas se desarrollo en algunos países tropicales, a saber:

- a) la planta que lleva la cosecha se deja morir, en contacto con el suelo o se reduce, pero no se quita, así la cosecha se seca "in situ".
- b) la cosecha se esparce sobre la tierra, piso de cemento o cualquier lugar horizontal o estantes verticales expuestos a la radiación solar y a las corrientes naturales de aire.

La cosecha es usualmente removida para exponer diferentes partes del producto al sol y de tal modo estimular la rápida extracción del aire saturado (Ekechukwu & Norton, 1999a). A pesar de la rudimentaria naturaleza del proceso, tales técnicas son de uso común, por que los requerimientos de potencia (es decir, la radiación solar y la entalpía del aire) están disponibles en el ambiente, los costos iniciales requeridos son pequeños y los costos de operación son bajos, estos son con frecuencia los únicos métodos comercialmente viables para secar productos agrícolas en países en vías de desarrollo. Aunque es utilizado extensamente, las técnicas de secado abiertas al sol tienen limitaciones inherentes: altas pérdidas de la cosecha debidas a un secado inadecuado, infestación de insectos, invasión de aves y roedores, y afectación del clima. El proceso es intermitente, siendo afectado por la nubosidad y la lluvia inesperada. La producción es baja y puede ser de muy baja calidad.

Para climas tropicales, el secado solar posee serios problemas prácticos durante la temporada de lluvias, el producto tiene que ser removido para almacenarse o protegerse durante la lluvia. La calidad del producto secado a menudo se degrada

seriamente. Así, actualmente, una gran proporción del suministro mundial de frutas y vegetales secos son secados al sol bajo condiciones primitivas. Mientras métodos de secado solar más eficientes se desarrollan, los métodos de secado tradicional tienen los siguientes atributos:

- a) Bajos costos de inversión
- b) Bajos costos de mantenimiento
- c) Independencia del suministro de combustibles

2.3.2.2 Secadores solares con circulación natural.

En este secador el aire se mueve por la diferencia de temperaturas en las distintas partes del equipo, que promuevan la convección térmica del aire, por lo que no se necesita energía externa. La circulación por convección natural permite el funcionamiento del equipo en zonas donde no hay suministro de energía eléctrica.

Estos secadores a menudo son llamados pasivos para distinguirlos de sistemas que emplean ventiladores para transportar el aire a través de la cosecha. Estos últimos son llamados secadores solares activos. Son superiores operacionalmente y económicamente competitivos con los secadores abiertos al sol. Las ventajas de los secadores solares con circulación natural que les permite competir económicamente con las técnicas de secado tradicionales son: a) requieren de un área de tierra más pequeña para secar cantidades similares de cosecha que podrían ser secados tradicionalmente sobre áreas grandes de tierra en el sistema abierto; b) su rendimiento es relativamente alto en cantidad y calidad de producto secado porque es improbable que hongos, insectos y roedores infesten la cosecha durante el secado; c) el tiempo de secado es más corto en comparación con el secado solar abierto, logrando así altas velocidades de procesamiento del producto; d) la protección proporcionada al producto al evitar el maltrato debido a la lluvia repentina; y e) viabilidad comercial, es decir, sus relativos bajos costos de inversión y mantenimiento por la fácil disponibilidad de materiales para su construcción [Ekechukwu & Norton, 1999a].

Existen tres tipos genéricos de secadores con circulación natural que se han desarrollado y mantienen muchas de las ventajas de los secadores tradicionales

abiertos al sol: a) secador solar con circulación natural tipo distribuido; b) secador solar con circulación natural tipo integral; y c) secador solar con circulación natural modo mixto.

2.3.2.3 Secadores solares con circulación natural tipo distribuido

Estos son a menudo llamados secadores solares pasivos indirectos. Aquí, el producto está localizado en bandejas o estantes dentro de una cámara de secado opaca y calentado por circulación de aire, este aire es calentado a través de un colector solar termosifónico. Debido a que la radiación solar no está directamente sobre el producto, no se produce daño por calor localizado.

Este tipo de secadores tiene mayores temperaturas de operación que los secadores directos y pueden producir mayor cantidad de producto de buena calidad. Sus defectos, sin embargo, son las fluctuaciones en las temperaturas del aire, de este modo se dificulta mantener constantes las condiciones de operación dentro de la cámara de secado, y la dificultad de las operaciones de carga y descarga de las bandejas y la necesidad de revolver periódicamente el producto. Los secadores tipo distribuido, aunque, tienen una inherente tendencia hacia grandes eficiencias, sus componentes se pueden diseñar para optimizar la eficiencia de sus respectivas funciones. Son, sin embargo, estructuras relativamente elaboradas que requieren más capital de inversión en equipo y mayores costos de mantenimiento que las unidades integrales.

Un típico secador solar con circulación natural tipo distribuido puede constar de las siguientes unidades básicas:

- a) un captador de energía solar para el calentamiento de aire
- b) una cámara de secado
- c) una chimenea
- d) una tubería apropiadamente aislada

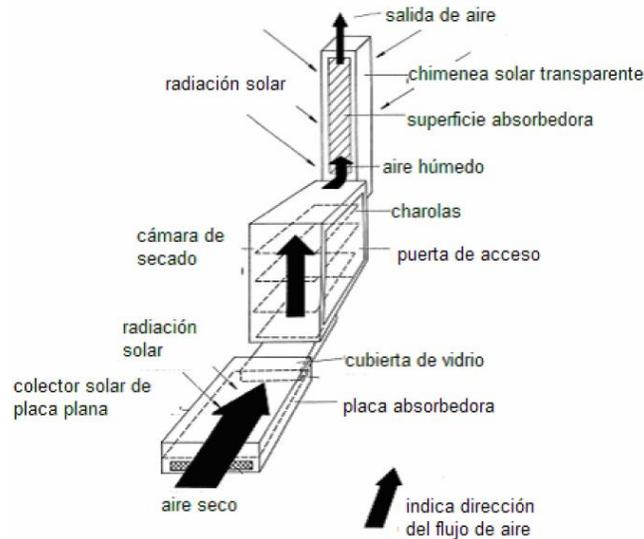


Figura 2.3 Características de un típico secador solar con circulación natural (Indirecto) tipo distribuido [Ekechukwu & Norton, 1999a].

Aunque no se han reportado pruebas detalladas, es generalmente aceptado que los buenos diseños de secadores solares distribuidos con convección forzada son más efectivos y más controlables que los tipos de secadores con circulación natural. Así, la mayoría de los secadores solares distribuidos realizados prácticamente son de tipo activo [convección forzada]. De los tipos con circulación natural incorporados, la mayoría son de diseño de modo mixto [que mantiene la mayoría de las características de los secadores distribuidos].

2.3.2.4 Secador solar con circulación natural tipo integral

En los secadores solares con circulación natural tipo integral (con frecuencia llamados secadores solares directos), el producto a secar es colocado en una cámara de secado con paredes transparentes que permiten la entrada de la irradiancia solar necesaria para el proceso de secado. Así, la radiación solar incide directamente sobre el producto. El calor extrae la humedad del producto y baja la humedad relativa del aire residente, de este modo incrementa su capacidad para remover humedad. Además, se expande el aire en la cámara, generando su circulación y la subsiguiente extracción de humedad junto con el aire caliente. Las características de un típico secador solar pasivo integral se ilustran en la figura siguiente.

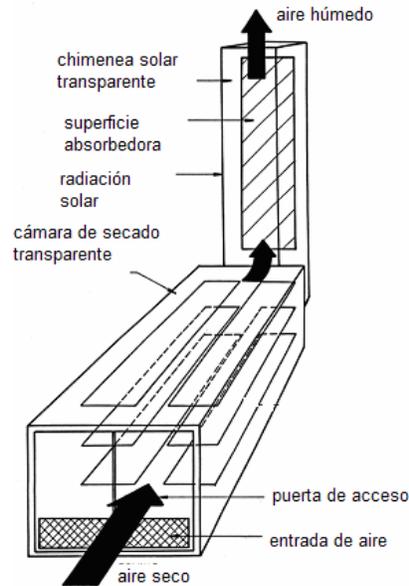


Figura 2.4 Características de un típico secador solar con circulación natural tipo integral (Ekechukwu & Norton, 1999a).

Los secadores solares con circulación natural tipo integral son más simples y baratos en su construcción que los de tipo distribuido para una misma capacidad de carga. Sin embargo, su desventaja potencial es el calor excesivo localmente (de tal modo que ocasiona daños en el producto) y la relativa baja velocidad de secado que alcanza debido a la pobre remoción de calor. Para superar estas limitaciones, se puede implementar una chimenea solar, que incrementa la corriente de aire, para proveer una mayor velocidad de flujo de aire, así, una remoción de humedad más rápida. Se cuenta con dos tipos de secadores de tipo integral: a) Secador de gabinete solar pasivo; y b) Secador tipo invernadero con circulación natural.

2.3.2.5 Secador solar de gabinete tipo pasivo.

Este secador solar consiste en una cámara de secado cubierta de una hoja transparente, que permite que la radiación solar incida sobre el producto a secar y un ventilador para que circule el aire. Se dice que el colector y la cámara de secado están juntos, en el caso de la cámara funciona como un colector solar el recibir la radiación.

Algunas ventajas de este método son que se aprovecha mejor la energía proveniente del sol para evaporar agua del producto a secar ya que la radiación se absorbe

directamente en el producto y que la presión de vapor de la superficie del producto crece por la absorción de la radiación solar; es económico por que la cámara de secado y el colector solar se encuentran acoplados en una misma unidad.

Como desventajas se tiene que es poco confiable el proceso debido a que algunos productos alimenticios son sensibles a la radiación solar lo que puede provocar una baja calidad en el producto terminado; no se recomienda para algunos productos que son sensibles a la radiación solar. El tiempo de secado es mayor al de otros equipos. La figura 2.5 presenta un secador solar tipo gabinete y sus principales características.

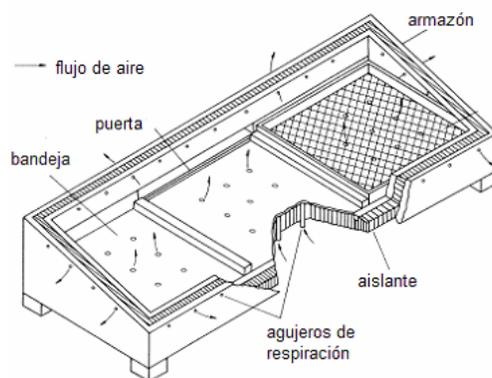


Figura 2.5 Secador solar pasivo de gabinete con circulación natural (Ekechukwu & Norton, 1999a).

Este tipo de secador tiene la ventaja de que su construcción es sencilla y económica, ya que se puede fabricar con materiales disponibles localmente. Su mayor desventaja es la baja capacidad para extracción del aire húmedo, y esto reduce su velocidad de secado, y las altas temperaturas internas que aumentan la probabilidad de sobrecalentamiento del producto. La temperatura del aire de secado está entre 70 y 100 °C, estas temperaturas son excesivas para la mayoría de los productos. Se recomienda aumentar las entradas de aire y colocar una chimenea solar en la salida para aumentar las velocidades de flujo de aire, esto minimiza las temperaturas internas excesivas y mejora las velocidades de secado.

2.3.26 Secador con circulación natural tipo invernadero.

Este tipo de secador solar está equipado con respiraderos posicionados apropiadamente para controlar el flujo de aire, tienen extensas cubiertas de vidrio en sus lados. Se pueden colocar paneles aislantes sobre las cubiertas de vidrio en las noches para reducir las pérdidas de calor. Un buen diseño de secadores tipo invernadero permite un mayor control sobre los procesos de secado que los secadores de gabinete y son más apropiados para secado a mayores escalas.

2.3.27 Secador con circulación natural modo mixto.

Estos secadores combinan las características de los secadores tipo integrales (directos) y de los tipo distribuidos (indirectos). La acción combinada de la radiación solar que incide directamente sobre el producto y el precalentamiento en un calentador solar de aire suministra el calor requerido en el proceso de secado. Un secador con circulación natural modo mixto (figura 2.6) puede tener las mismas características estructurales que el secador tipo distribuido, la diferencia principal es que las paredes de la cámara de secado son de vidrio para que la radiación incida directamente sobre el producto como en los secadores tipo integral.

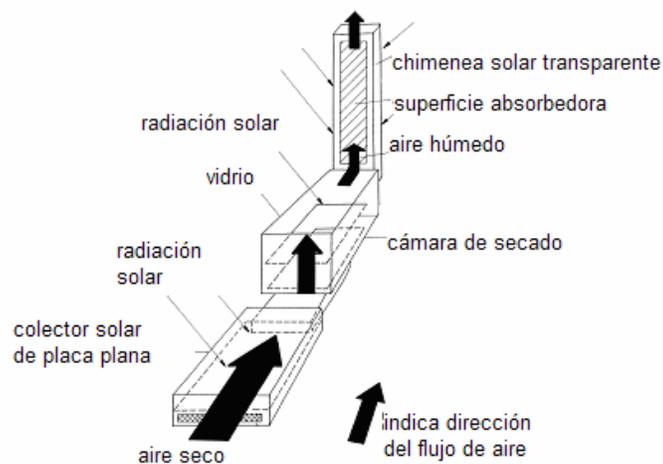


Figura 2.6 Características de un típico secador solar de modo mixto con circulación natural [Ekechukwu & Norton, 1999a].

La figura 2.7, presenta un diseño típico de un secador solar de productos agrícolas. La unidad consiste de un calentador de aire solar, un gabinete para la cama de arroz y una chimenea que provee una columna alta de aire caliente para incrementar la corriente de aire. El absorbedor del calentador de aire consiste de una capa gruesa de arroz cáscara cubierta por una lámina de plástico claro sobre un marco inclinado de bambú. La cámara de secado es una caja de madera poco profunda con una base echa de bambú con una estructura bastante abierta para permitir un fácil flujo de aire de secado. Esta cámara está cubierta con una red de nylon para prevenir que el arroz caiga a través de ella. Una lámina de plástico claro cubre la cama de alimento para permitir el calentamiento directo, esta lámina también sirve para protegerlo de la lluvia. La chimenea generalmente está hecha de bambú, (aunque puede usarse otro material) recubierta de una lámina de plástico oscuro.

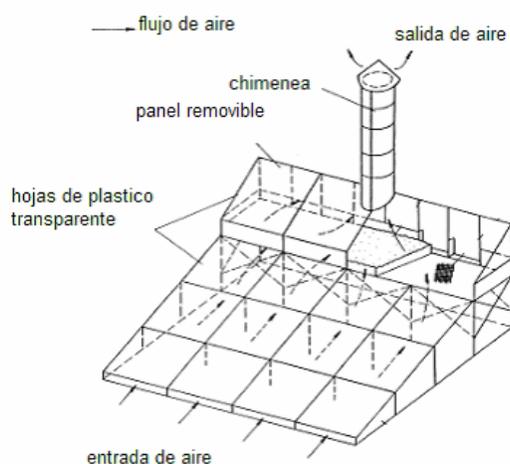


Figura 2.7 Secador solar modo mixto con circulación natural (Ekechukwu & Norton, 1999a).

2.3.3 Sistemas de secado solar activos

En este secador el aire se mueve por un ventilador que consume energía mecánica o eléctrica, en el secado de productos agrícolas la circulación forzada facilita el diseño de equipos de mayor tamaño y permite mayor libertad en la colocación de diversos elementos que integran el equipo. Se pueden obtener velocidades de flujo de aire entre 0.5 y 1.0 m/s. Dentro de los secadores solares que utilizan este tipo de circulación de aire se pueden encontrar secadores con circulación de aire con flujo cruzado, de flujo concurrente o de flujo encontrado. Existe una variedad de secadores solares activos que pueden ser clasificados en: tipo integral, tipo distribuido y secadores de tipo mixto.

2.3.3.1 Secador solar activo tipo integral.

En estos secadores la unidad de captación de la energía solar es una parte integral del sistema y el producto absorbe directamente la radiación solar, y no se requieren captadores solares por separado. En la figura 2.7 se presenta un ejemplo de este tipo de secador. Es un secador tipo invernadero con convección forzada, el techo y las paredes están hechos con una cubierta transparente para que la radiación solar incida directamente sobre el producto.

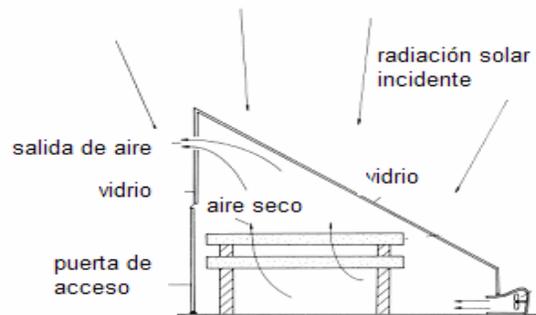


Figura 2.8 Secador tipo invernadero con convección forzada [Ekechukwu & Norton, 1999a].

2.3.3.2 Secador solar activo tipo distribuido

En este tipo de secador, el captador solar y la cámara de secado son unidades separadas. Este secador está compuesto de cuatro componentes básicos a) la cámara de secado, b) el calentador de aire solar c) el ventilador y el conducto. La figura 2.9, presenta un ejemplo de este tipo de secador. Las ventajas que ofrece este método es que el control del proceso es más simple (sobre todo en el caso de secadores con circulación forzada de aire) además es fácil de integrar a una fuente auxiliar de energía para construir un sistema híbrido, facilita la manipulación del producto y las labores de carga y descarga. Las desventajas de este tipo de secadores es que aumenta el costo y el tamaño del equipo por el hecho de separar los colectores de la cámara de secado, se necesitan introducir más kilogramos de aire a mayor temperatura que en el secador de tipo directo.

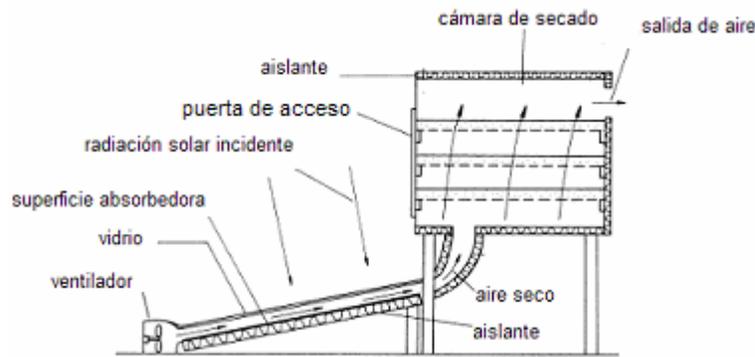


Figura 2.9 Características de un típico secador solar tipo distribuido (Ekechukwu & Norton, 1999a).

En los secadores convencionales, la eficiencia de secado se incrementa con el incremento en la temperatura. Sin embargo, para este tipo de secadores esto no es así, por que la eficiencia de los colectores solares decrece a temperaturas altas. Así, una decisión crítica en el diseño de los secadores activos distribuidos será elegir entre altas temperaturas en el aire de secado y, consecuentemente, bajas velocidades en el flujo de aire [esto implica el uso de ventiladores y el requerimiento de altos niveles de aislamiento]; o el empleo de bajas temperaturas de secado, esto minimiza el costo del aislante ya que las pérdidas de calor son bajas. Sin embargo, de los secadores activos distribuidos de alta temperatura son significativamente mejor por sus altas velocidades de flujo de aire, de esta forma se tiene que hacer un balance entre la medida del ventilador usado y el nivel de aislamiento para un costo efectivo del diseño.

2.3.3.3 Secador solar activo tipo mixto.

Este tipo de diseño no es muy frecuente en el diseño de secadores solares activos. Los diseños de modo mixto combinan algunas características de los del tipo integral y de los distribuidos. Los secadores tipo mixto comprende los siguientes componentes: a) un calentador solar de aire, b) conductos de aire, c) una cámara de secado separada y un d) ventilador como en los secadores de tipo distribuido. Sin embargo, la cámara de secado es de vidrio para que el producto absorba directamente la radiación solar como en un secador tipo integral. Las características de un secador solar activo tipo mixto se ilustran en la figura 2.10.

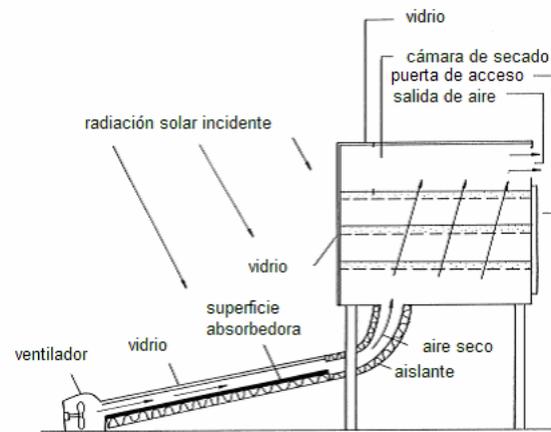


Figura 2.10 Características de un secador solar tipo mixto [Ekechukwu & Norton, 1999a].

CAPITULO III

COLECTORES SOLARES PARA CALENTAMIENTO DE AIRE

3.1 Introducción

Un captador solar transforma la energía solar incidente en otra forma de energía útil. Difiere de un intercambiador de calor convencional en que en éstos se realizan intercambios térmicos entre fluidos con elevados coeficientes de transferencia térmica, y en los que la radiación es un factor sin apenas importancia.

Los captadores solares son dispositivos empleados para aprovechar la energía térmica de la radiación solar incidente. Pueden ser de placa plana o de concentración óptica. Los de concentración operan a mayor temperatura que los de placa plana. Para aplicaciones de secado con energía solar, los captadores de placa plana proveen la temperatura deseada y son más económicos que los captadores de concentración más complejos. Un captador solar consiste básicamente de una superficie que absorbe la radiación solar y la transmite en forma de calor al fluido de trabajo (comúnmente agua o aire).

3.2 Tipo de captadores solares para calentamiento de aire

De acuerdo al tipo de placa absorbidora los captadores se pueden dividir en poroso y no poroso y de acuerdo a la configuración del sistema puede ser de placa descubierta y placa cubierta, los cuales se describen a continuación.

3.2.1 Tipo no poroso

En los calentadores de tipo no poroso, la corriente de aire no fluye bien por debajo de la placa de absorción, pero el aire puede fluir por encima y por detrás de la placa.

- i. En el primer tipo, no se requiere ningún pasaje separado y el flujo entre el sistema de cubiertas y la placa absorbidora. En este calentador, como el aire caliente fluye por encima del absorbedor, la cubierta recibe mucho del calor y a su vez, pérdidas al medio ambiente.

- ii. El tipo no-poroso con paso del aire por encima del absorbedor es comúnmente usado. Una placa paralela al plato absorbedor es puesta entre la placa absorbidora y el fondo aislado, formando así un paso del alto proporción para el flujo de aire.
- iii. Otra variedad de calentadores de aire del tipo no-porosos, el absorbedor es enfriado por una corriente de aire por ambos lados de la placa absorbidora.

Se puede notar que la transferencia de calor entre la placa absorbidora y el flujo de aire es baja. El rendimiento, puede mejorar por el uso de superficies corrugadas o usando placa absorbidora en forma de "V". La transferencia de calor también puede incrementarse por adición de aletas a la placa absorbidora.

3.2.2 Tipo poroso

El segundo tipo de calentadores de aire con absorbedor poroso el cual puede incluir tiras y metal expandido, placas de vidrio superpuesto y placas tipo panal de abeja.

El calentador de aire con absorbedor tipo poroso tiene las siguientes ventajas:

- i. La radiación solar penetra a gran profundidad y es absorbido a lo largo de la trayectoria del fluido, la pérdida de radiación decrece.
- ii. La caída de presión es usualmente más baja que en el tipo no poroso

Se puede notar, que una elección poco apropiada de una matriz porosa y grosor puede causar reducción en la eficiencia además de un grosor óptimo, la matriz puede no estar lo suficientemente caliente para calentar la corriente de aire.

3.2.3 Colectores solares para calentamiento de aire con placa descubierta.

La figura siguiente, representa este tipo de captador, el cual consiste simplemente de un conducto de aire, la superficie de arriba actúa como placa absorbidora de la energía solar con la superficie posterior aislada. Se usa ampliamente en las operaciones de secado tanto en convección forzada como en convección natural.

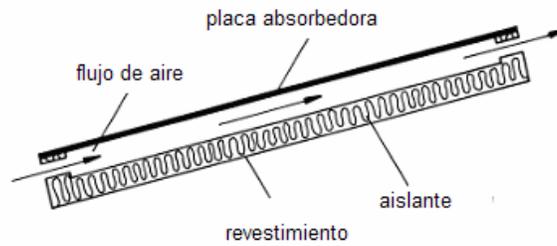


Figura 3.1 Colector solar para calentamiento de aire con placa descubierta (Ekechukwu & Norton 1999b).

Este tipo de colectores tiene relativamente grandes pérdidas térmicas a través de la superficie expuesta, consecuentemente, tienen bajas eficiencias térmicas a temperaturas moderadamente elevadas, pero operan más eficientemente a bajas temperaturas (menos de 10 °C por arriba de la temperatura ambiente). Su bajo rendimiento es compensado por su simplicidad y bajo costo de construcción.

Captadores solares para el calentamiento de aire con cubierta. Las pérdidas de calor hacia arriba de los calentadores solares de aire son minimizadas por el uso de una o más cubiertas transparentes. Comúnmente el material usado en las cubiertas transparentes es vidrio, o material plástico transparente. La cubierta impide las pérdidas convectivas de calor por la placa absorbidora, reduce las pérdidas de calor radiativas y protege la placa absorbidora contra las lluvias. Estos colectores operan con mayor eficiencia térmica que los de placa descubierta a temperaturas moderadas, sin embargo, el costo se incrementa, y como los materiales de las cubiertas son vulnerables a romperse, el costo de mantenimiento también se incrementa. Los colectores con cubierta, se recomiendan generalmente para operar con temperaturas entre 10°C y 35°C por arriba de la ambiente.

3.2.4 Tipos de calentadores de aire con cubierta.

Existen dos tipos de calentadores de aire con cubierta, a) con paso del aire por arriba de la placa absorbidora (frontal) y b) con paso del aire por abajo de la placa absorbidora (atrás), c) cubierta y placa suspendida y d) con cubierta y placa perforada.

3.2.5 Captadores solares para calentamiento de aire con placa cubierta con paso de aire por arriba de la placa absorbedora (frontal).

En este tipo de captador solar, el aire se calienta su paso en el conducto formado entre la cubierta transparente y la placa absorbedora. El calor se transfiere al aire a través del lado superior del absorbedor. La figura siguiente, representa este tipo de captador solar para el calentamiento de aire.

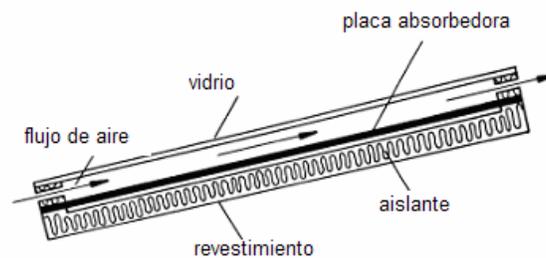


Figura 3.2 Colector solar para calentamiento de aire de paso frontal (Ekechukwu & Norton 1999b).

3.2.6 Colectores solares para calentamiento de aire de placa cubierta con paso atrás

Aquí la placa absorbedora está colocada directamente detrás de la cubierta transparente, con una capa de aire estático separándola de la cubierta. El aire a calentar fluye entre la superficie interna del absorbedor y la placa de aislante, con transferencia de calor por medio del lado interior del absorbedor. Las experiencias han demostrado que este tipo de captador solar es más eficiente que los de paso frontal. La figura 3.3, representa este tipo de captador solar.

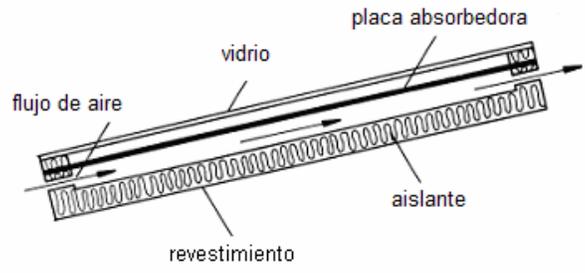


Figura 3.3 Colector solar para calentamiento de aire con paso atrás (Ekechukwu & Norton 1999b).

3.2.7 Colectores solares para calentamiento de aire con cubierta y placa suspendida.

La placa absorbedora esta fija entre la cubierta y el aislante. El aire fluye por los dos lados del absorbedor, esto incrementa el área de transferencia de calor. La placa absorbedora está a una temperatura baja y consecuentemente tendrá menores pérdidas de calor radiativas. En la figura siguiente, se pueden observar dos distintas configuraciones de este tipo de calentadores, el calentador solar de aire de paso paralelo (figura 3.4 a) y el calentador solar de doble paso (figura 3.4 b). Estos calentadores solares de aire, operan con eficiencias mayores que los calentadores de placa descubierta, paso frontal o paso atrás.

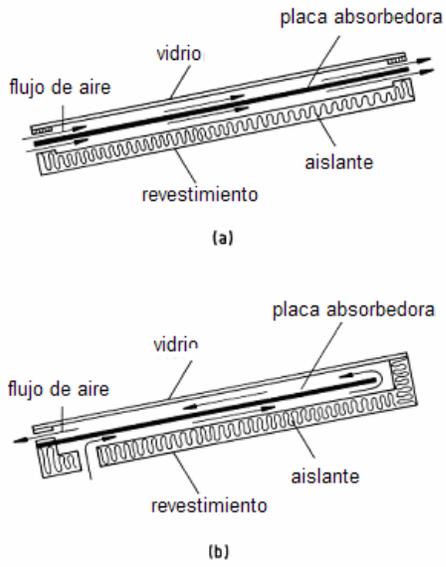


Figura 3.4 Colectores solares para calentamiento de aire con cubierta y placa suspendida: (a) Paso paralelo; (b) Doble paso descubierta (Ekechukwu & Norton 1999b).

3.2.8 Captadores solares para calentamiento de aire con cubierta y placa perforada.

Es una modificación de los colectores con placa suspendida. Están contruidos por lo general, con un absorbedor altamente poroso, como una gasa ennegrecida o viruta de madera. Debido a su porosidad hay un incremento en el área de transferencia de calor entre el aire y la placa absorbedora. La figura 3.5 representa este tipo de captador solar.

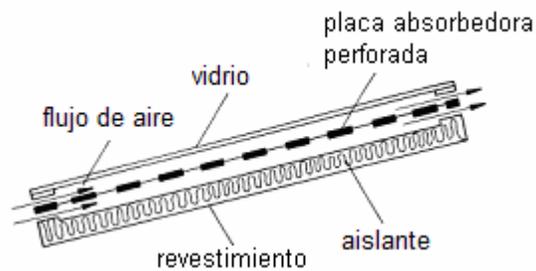


Figura 3.5 Captador solar para el calentamiento de aire con placa perforada (Ekechukwu & Norton 1999b).

Los calentadores solares de aire tienen ventajas sobre otros colectores solares, por ejemplo:

- i. La necesidad de transferir calor de un fluido de trabajo a otro es eliminada, pues el aire es usado directamente como fluido de trabajo.
- ii. Corrosión, la cual causa serios problemas en los calentadores solares de agua, es completamente eliminada
- iii. Las fugas de aire por los ductos no representan mayor problema.
- iv. El enfriamiento del fluido de trabajo virtualmente no existe.
- v. La presión dentro del colector se mantiene baja.

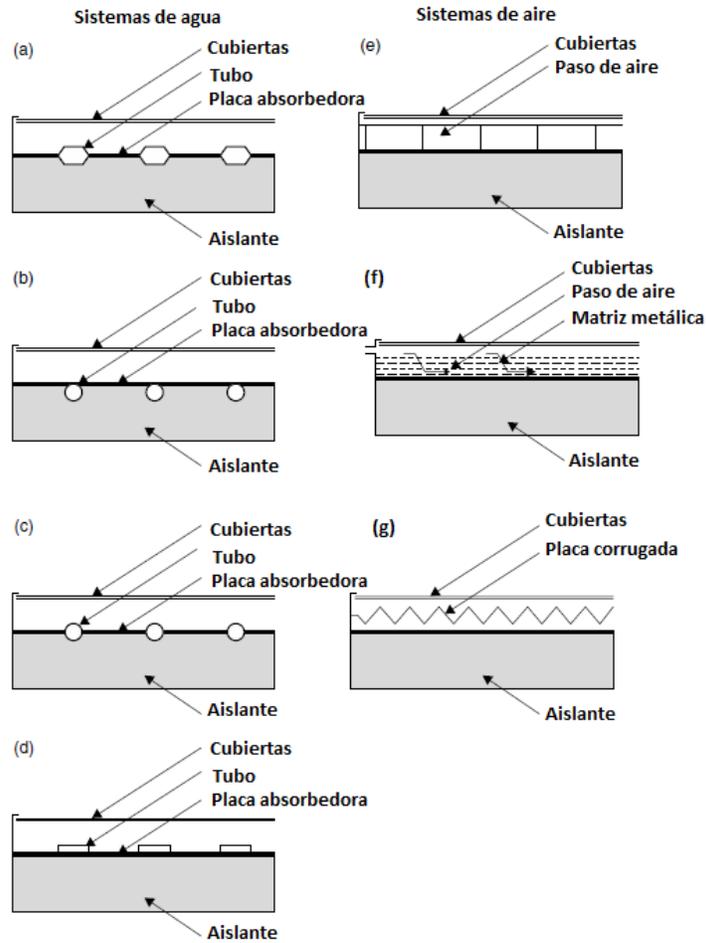


Figura 3.6 Esquema de varios tipos de calentadores de aire y agua [Kalogirou, 2009]

3.2.9 Captadores solares para calentamiento de aire con placa absorbedora corrugada en "V".

Al usar la placa absorbedora corrugada en "V" en lugar de una de placa plana, obviamente provee una superficie mayor para la transferencia de calor para la corriente de aire. La transferencia de calor convectivo desde la placa a la cubierta incrementa en este caso, pero, las pérdidas es en gran parte compensada por el incremento en la transferencia de calor al flujo de aire [Tiwari, 2008].

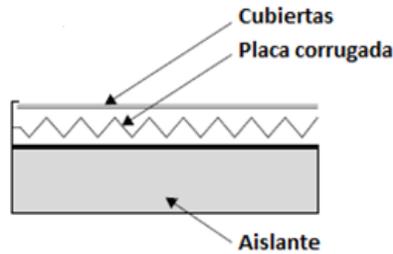


Figura 3.7 Colector solar con placa absorbidora corrugada en "V" [Kalogirou, 2009]

3.3 Análisis térmico

El análisis de los colectores solares implica problemas particulares de flujos de energía, bajos y variables, así como una gran relevancia de los fenómenos de radiación. En los colectores de placa plana, la superficie que absorbe la radiación solar es igual a la superficie que la capta. Se pueden diseñar colectores de placa plana para trabajar con temperaturas de placa absorbente comprendidas entre 40°C y 130°C. Estos colectores utilizan tanto la radiación solar directa como la difusa, no requieren de sistemas de seguimiento solar y prácticamente no precisan de mantenimiento. Sus aplicaciones van enfocadas a sistemas de calentamiento de agua, calefacción de edificios y aire acondicionado.

La figura 3.8 muestra un esquema de un calentador de aire convencional. El aire puede ser calentado por flujos en paralelo sobre el absorbedor. El análisis del desempeño de tales como un colector no incluye el efecto de aleta o la conductancia de una placa de tubos pegados, similar a un colector de placa plana para líquidos.

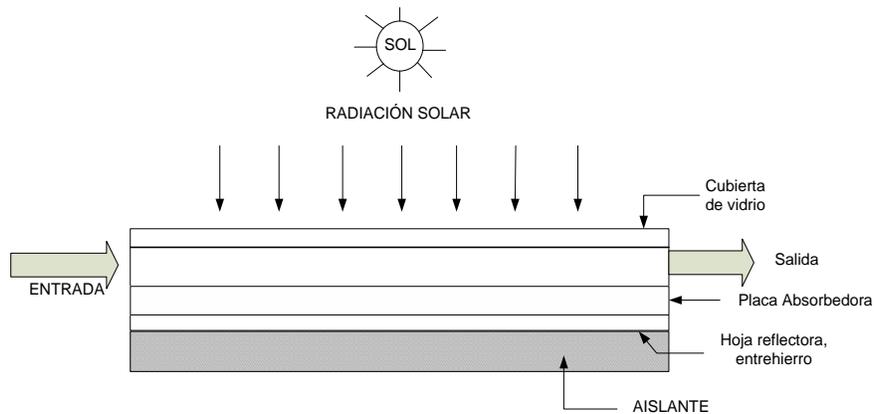


Figura 3.8 Esquema de los componentes de un calentador de aire convencional

El rendimiento térmico de tales calentadores de aire fue investigado por vez primera por Whillier en 1964, el modelo de análisis para un estado estable es el siguiente; La longitud y el ancho de la placa absorbedora en L_1 y L_2 respectivamente, se considera un elemento de área $L_2 dx$ a una distancia x de la entrada. El balance de energía de la placa absorbedora, placa trasera y corriente de aire pueden escribirse como:

Para la placa absorbedora

$$I_{(t)} = U_t(T_{pm} - T_a) + h_{pf}(T_{pm} - T_f) + h_{rpb}(T_{pm} - T_{bm}) \quad (3.1)$$

Para la placa trasera del colector

$$h_{(rpb)}(T_{pm} - T_a) = h_{bf}(T_{bm} - T_f) + U_b(T_{bm} - T_a) \quad (3.2)$$

Para el flujo de aire dentro del colector

$$\dot{m}C_{air}dT_f = h_{pf}L_2dx(T_{pm} - T_f) + h_{bf}L_2dx(T_{bm} - T_f) \quad (3.3)$$

El incremento en la temperatura del aire a través del ducto puede ser estimado, para escribir el la razón de calor útil ganado en el colector (\dot{Q}_u) en la forma

$$\dot{Q}_u = F_R A_P [I - U_L(T_{fi} - T_a)] \quad (3.4)$$

Donde F_R es el factor de remoción de calor en el colector, y está dado por

$$F_R = \dot{m}C_{air}/(U_L A_P) [I - \exp(-F' U_L A_P / \dot{m}C_{air})] \quad (3.5)$$

$$U_L = U' + \left(\frac{1}{F'}\right) \left[\frac{h_{rpb}U_b}{(h_{rpb}+h_{bf}+U_b)}\right] \quad (3.6)$$

$$U' = U_t + \left[\frac{U_b h_f}{(h_{rpb}+h_{bf}+U_b)}\right] \quad (3.7)$$

El factor de eficiencia del colector F' está dado por

$$F' = \left[1 + \frac{U'}{h_e} \right]^{-1} \quad (3.8)$$

De donde el coeficiente de transferencia de calor en el margen es

$$h_e = h_{pf} + \left[\frac{h_{bf}h_{rab}}{(h_{rpb}+h_{bf}+U_b)} \right] \quad (3.9)$$

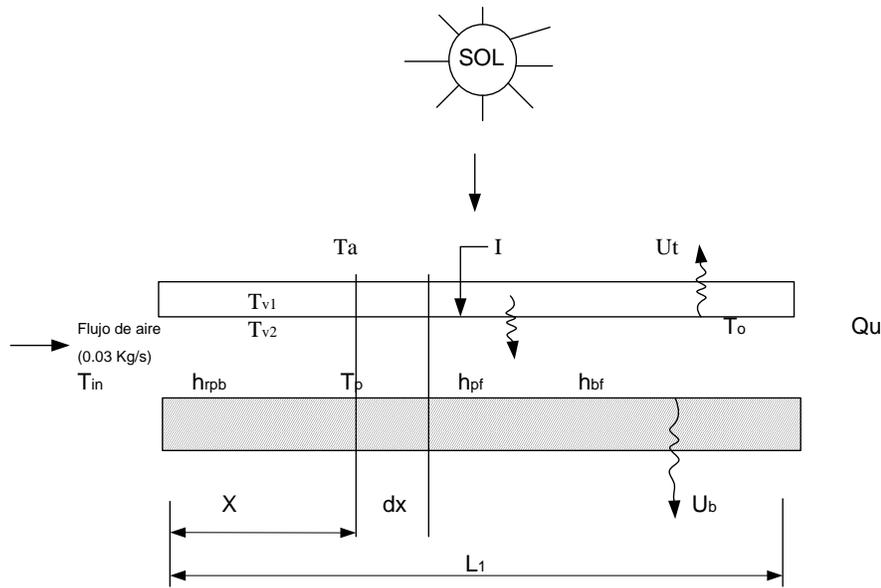


Figura 3.9 Factores involucrados en el análisis térmico de un calentador convencional de aire

En la figura 3.9 A_p es el área de la placa absorbidora [m^2], I es la intensidad solar [W/m^2], U_b es el coeficiente inferior de pérdidas [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$], U_t es el coeficiente superior de pérdidas [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$], h_{bf} coeficiente de transferencia de calor convectivo entre el fondo y el fluido [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$], h_{pf} es el coeficiente de transferencia de calor convectivo entre la placa y el fluido [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$], h_{rpf} coeficiente radiativo de transferencia de calor entre la placa y el fondo [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$], T_a , T_f , T_{fi} , T_{pm} y T_{bm} , son la temperatura ambiente, fluido, aire a la entrada, media de la placa y media del fondo respectivamente [$^\circ C$], \dot{m} es el caudal [kg/s] y C_{air} es el calor específico del aire [$J/Kg^\circ C$].

El efecto de varios parámetros afectan el rendimiento de la placa absorbedora y por lo tanto la eficiencia es variable.

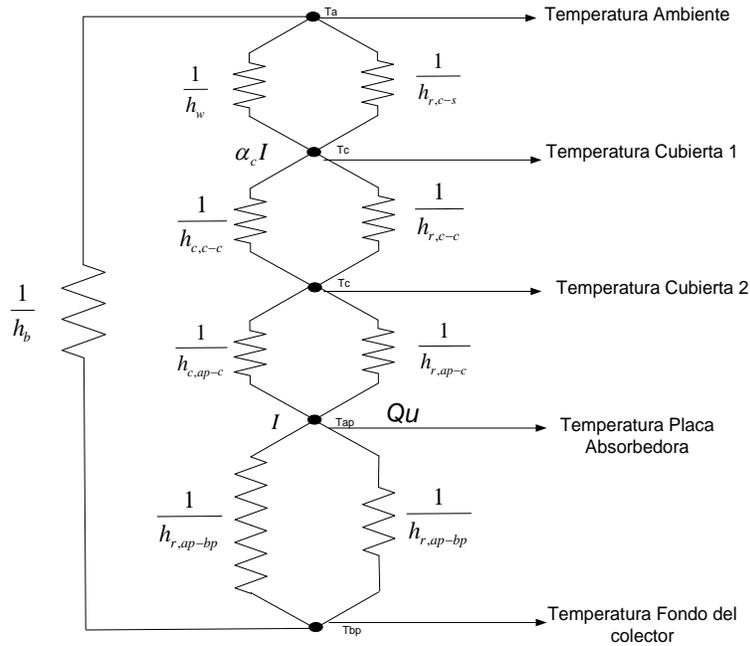


Figura 3.10 Representación de la resistencia térmica de las pérdidas de calor en un calentador de aire con doble cubierta de vidrio

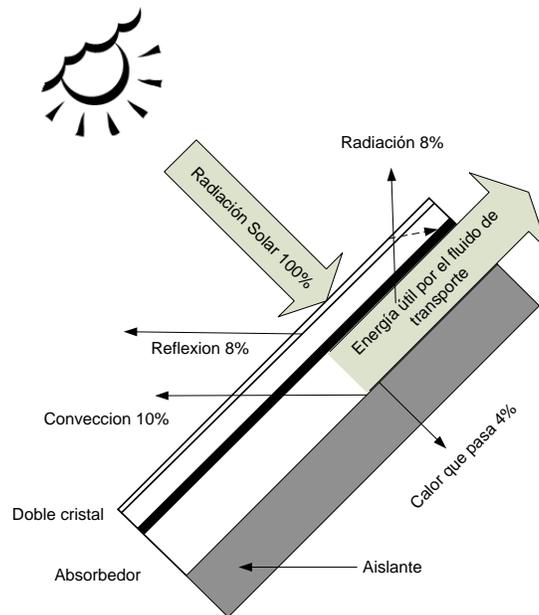


Figura 3.11 Pérdidas aproximadas de calor en un calentador de aire convencional [Tiwari, 2008].

El ángulo para el captador puede ser propiamente escogido de acuerdo al diseño del absorbedor, ya que se puede perder una gran cantidad de radiación debido a múltiples reflexiones. También la emisividad efectiva del absorbedor aumenta.

El ángulo de inclinación del colector solar es uno de los parámetros que determinan la cantidad de energía solar absorbida y debe ser idealmente orientado hacia el norte o sur dependiendo del lugar geográfico y del periodo anual elegido.

La pendiente respecto a la horizontal β ideal de colector puede ser calculada mediante la siguiente ecuación (Ekechukwu & Norton, 1999b).

$$\beta = |\phi - \delta| \quad (3.10)$$

Donde ϕ es la latitud de la localidad y el ángulo de declinación δ se puede obtener mediante la ecuación de Cooper (1969) (Duffie & Beckmann, 1980).

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284+n}{365}\right) \quad (3.11)$$

Donde n es el número de día del año en curso

3.3.1 Análisis transitorio

En vista de que el comportamiento de los parámetros climáticos es dependiente del tiempo, el análisis transitorio es más apropiado para este tipo de sistemas

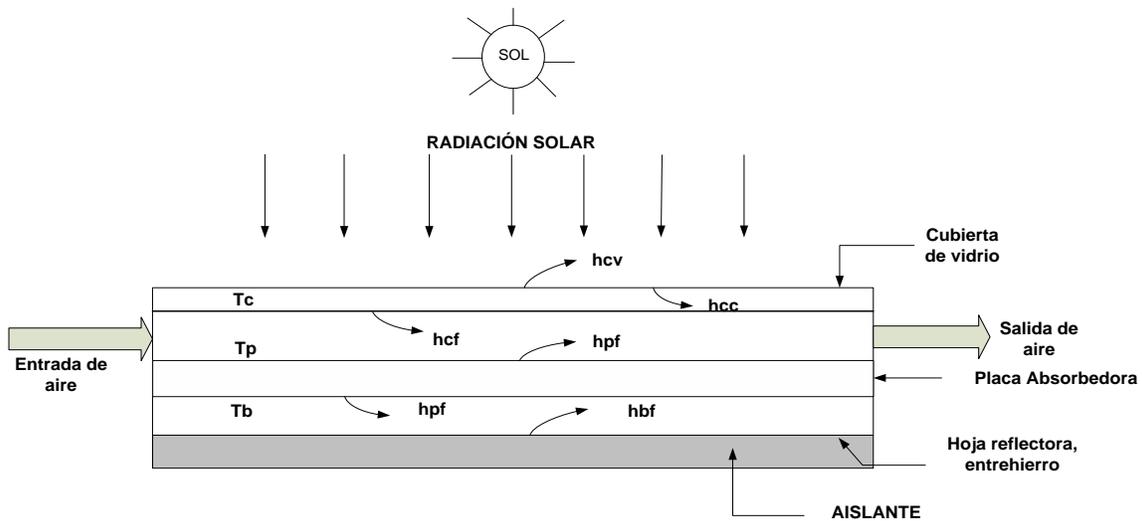


Figura 3.12 Temperatura y coeficientes de transferencia de calor considerados en el análisis térmico de un calentador de aire

En este tipo de sistemas una hoja reflectora es introducida entre la placa absorbedora y el aislamiento, este tipo de suplemento ayuda a reducir las pérdidas de calor en la parte inferior del sistema. Se deben de hacer las siguientes suposiciones para el balance de energía de la cubierta y la placa absorbedora.

- i. Las temperaturas de la cubierta de vidrio y la placa absorbedora son constantes.
- ii. Los coeficientes de transferencia de calor que representan la transferencia desde o hacia el flujo de aire, son considerados constantes y se usan los valores aproximados
- iii. La velocidad de flujo es considerada constante
- iv. Las pérdidas de calor laterales son despreciadas, ya que el área del colector es grande con respecto al grosor.
- v. Las pérdidas desde la placa a través del aislamiento inferior es representado por una expresión en estado estacionario.

El balance de energía de la cubierta y el absorbedor pueden escribirse como sigue

Cubierta:

$$\alpha_c I_{(t)} + h_{1f}(T_f - T_c) + h_{rpc}(T_p - T_c) = U_t(T_c - T_a) \quad (3.12)$$

donde α_c es la fracción de energía solar que es absorbida por la cubierta, h_{1f} es el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la cubierta, h_{rpc} es el coeficiente de transferencia de calor radiativo entre la placa absorbedora y la cubierta y $I_{(t)}$ es la radiación solar incidente.

Para la placa absorbedora

$$\alpha\tau_p I_{(t)} = h_{pf}(T_p - T_f) + h_{rpc}(T_p - T_c) + C(T_p - T_b) + M_p(dT_p/dt) \quad [3.13]$$

Donde $\alpha\tau_p$ es la fracción de radiación solar absorbida por la placa y M_p es la capacidad calorífica de la placa absorbedora por unidad de área $\left(\frac{J}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$. Por motivos de simplicidad, se considera en estado estacionario el análisis y se aplica a las pérdidas de calor en la parte inferior del sistema.

$$C_{air}(T_p - T_b) = U_b(T_b - T_a) \quad [3.14]$$

Para hacer el balance en el flujo de aire, se considera un volumen elemental de ancho L_2 [ancho de la placa absorbedora], altura d [altura del paso de aire] y longitud dx a una distancia x de la entrada. Por lo tanto, para el flujo de aire

$$h_{1f}(T_c - T_f) + h_{pf}(T_p - T_f)L_2 dx = (\rho L_2 dx)C_{air} \left(\frac{dT_f}{dt}\right) dx + \dots$$

$$\dot{m}C_{air}(dT_f/dx)dx \quad [3.15]$$

3.3.2 Captador con flujo en ambos lados del absorbedor

Consideremos el colector solar, en el diagrama esquemático el cual se muestra en la figura 3.1, este arreglo provee un mejor desempeño en el sistema ya que incrementa la superficie de contacto entre la placa absorbedora y el flujo de aire. Se considera que el coeficiente de transferencia de calor entre la placa absorbedora y el aire es el mismo en ambos lados de la placa [Tiwari, 2008].

En estado estacionario el calor ganado por el flujo de aire fue desarrollado por Parker en 1981:

$$q_{\dot{u}} = h_{pf}(T_{pm} - T_{ft}) + h_{pf}(T_{pm} - T_{fb}) - h_{cf}(T_{ft} - T_c) - h_{cf}(T_{fb} - T_{bm}) \quad (3.16)$$

Donde T_{ft} es la temperatura del aire que pasa por encima de la placa absorbadora y T_{fb} es la temperatura del aire que pasa por debajo.

3.4 Sistema de cubiertas

El rol que juega los cristales es la admisión de la máxima cantidad posible de radiación y la minimización de las pérdidas de calor. El material que más comúnmente se usa para cubrir la placa absorbadora es el cristal que puede transmitir más del 90% de la radiación de onda corta incidente mientras que la transmitancia de longitud de onda de la radiación caliente (5 a 50 μm), emitida por la placa absorbadora, es despreciable.

La transmisión, reflexión y absorción de la radiación solar por parte de los componentes del captador solar son importantes para determinar su rendimiento. La transmitancia, reflectancia y absorptancia están en función de la radiación entrante o incidente. Generalmente el índice de refracción y el coeficiente de extinción del material están en función de la longitud de onda de la radiación solar.

3.4.1 Reflexión de la radiación

Para superficies lisas, Fresnel derivó las expresiones de la reflexión de radiación no polarizada pasando de un medio 1 con un índice refractivo n_1 a un medio 2 con un índice refractivo n_2 :

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_1 - \theta_2)}{\sin^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad \text{Componente perpendicular} \quad (3.17)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_1 - \theta_2)}{\tan^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad \text{Componente paralelo} \quad (3.18)$$

$$r = \frac{I_r}{I_i} = \frac{1}{2}(r_{\perp} + r_{\parallel}) \quad \text{Global} \quad (3.19)$$

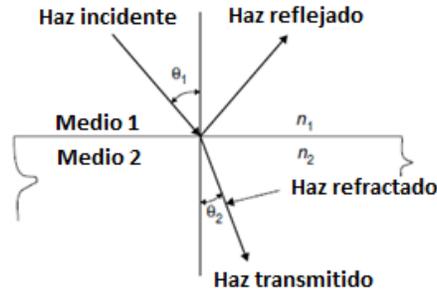


Figura 3.13 Ángulos de incidencia y refracción en un medio con índice refractivo n_1 y n_2 [Kalogirou, 2009]

Donde θ_1 y θ_2 son los ángulos de incidencia y refracción como muestra la figura, la ecuación 1 representa un componente perpendicular de radiación no polarizada, r_{\perp} , la ecuación 2 representa el componente paralelo (paralelo y perpendicular referido al plano definido por el rayo incidente y la superficie normal) de la luz no polarizada r_{\parallel} y la ecuación número 3, representa la reflexión de radiación sin polarizar como una aproximación de dos componentes. Los ángulos θ_1 y θ_2 están relacionados a los índices de refracción por la ley de Snell.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \theta_2}{\sin \theta_1} \quad (3.20)$$

Para radiación a una incidencia normal, θ_1 y θ_2 son cero, las ecuaciones 2 y 4 se relacionan para quedar de la siguiente manera

$$r(0) = \frac{I_r}{I_i} = \left(\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \right)^2 \quad (3.21)$$

Si el medio es aire, el índice refractivo es cercano a la unidad, entonces

$$r(0) = \frac{I_r}{I_i} = \left(\frac{n-1}{n+1} \right)^2 \quad (3.22)$$

En aplicaciones solares, la transmisión de radiación es a través de una película de material, entonces se tiene 2 interfaces por cubierta lo cual causa pérdidas de calor por reflexión. Fuera de la incidencia normal, la radiación reflejada a una interface es diferente para cada componente de polarización, entonces la radiación transmitida y reflejada se polariza parcialmente. En consecuencia, es necesario tratar cada componente de la polarización por separado.

Despreciando la absorción en el bloque mostrado en la figura anterior, y considerando por el momento solo la componente perpendicular de la polarización de la radiación, $(1 - r_{\perp})$ incidente por el rayo que alcanza la segunda interface. De este, $(1 - r_{\perp})^2$ pasa a través de la interface $r_{\perp}(1 - r_{\perp})$ es reflejada atrás de la primer interface. En resumen, la transmitancia del componente perpendicular de polarización es

$$\tau_{\perp} = (1 - r_{\perp})^2 \sum_{n=0}^{\infty} r_{\perp}^{2n} = \frac{(1 - r_{\perp})^2}{(1 - r_{\perp}^2)} = \frac{(1 - r_{\perp})}{(1 + r_{\perp})} \quad (3.23)$$

Esta misma expansión resulta cuando los componentes paralelos de polarización son considerados, r_{\perp} y r_{\parallel} no son iguales (excepto en la incidencia normal) y la transmitancia de la radiación inicial sin polarizar es el promedio de las dos componentes

$$\tau_{\perp} = \frac{1}{2} \left[\frac{(1 - r_{\parallel})}{(1 + r_{\parallel})} + \frac{(1 - r_{\perp})}{(1 + r_{\perp})} \right]_{\parallel} \quad (3.24)$$

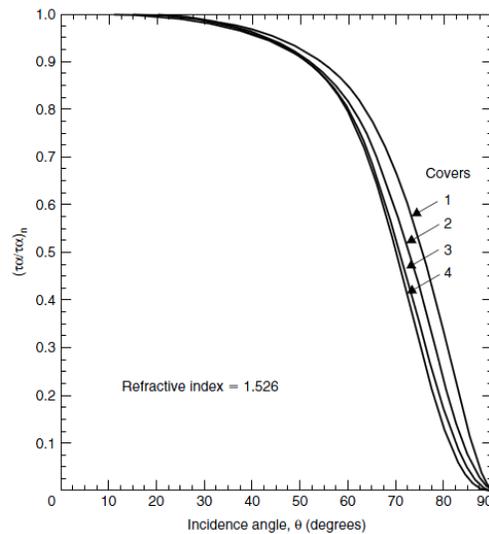


Figura. 3.14 Transmitancia de 1, 2, 3 y 4 cubiertas no absorbentes y teniendo un índice de refracción de 1.526 [Duffie & Beckman, 1980]

La transmitancia solar de vidrio no absorbente, teniendo un índice refractivo aproximado de 1.526 en el espectro solar, fue calculada para todos los ángulos de incidencia.

El índice de refracción de los materiales que son usados para la cubierta de colectores son considerados en la tabla anterior y estos valores corresponden al espectro solar y pueden ser usados para calcular la dependencia angular o las pérdidas por reflexión.

Material	Índice de refracción
Aire	1.000
Vidrio	1.526
Tereftalato de polietileno (Mylar)	1.64
Polifluoroetileno (Teflón)	1.34
Polimetilmetacrilato	1.49
Fluoruro de polivinilo	1.45
Agua	1.33
Policarbonato	1.60
Politetrafluoroetileno	1.37

Tabla 3.1 Índice de refracción en el rango radiación visible para varios materiales basado en el valor del aire [Hsieh, 1986, Duffie & Beckman, 1980].

3.5 Propiedades ópticas de sistema de cubiertas

La transmitancia, absortancia y reflectancia de una cubierta, permiten pérdidas por reflexión y absorción y pueden ser determinadas por técnicas de seguimiento de rayo. Para componentes paralelo y perpendicular de polarización, la transmitancia, reflectancia y absortancia de la cubierta son:

$$\tau_r = \frac{\tau_\alpha}{2} \left\{ \frac{1-r_\perp}{1+r_\perp} \left[\frac{(1-r_\perp^2)}{(1-r_\perp\tau_\alpha)^2} \right] + \frac{(1-r_\parallel)}{(1+r_\parallel)} \left[\frac{(1-r_\parallel^2)}{(1-r_\parallel\tau_\alpha)^2} \right] \right\} \quad (3.25)$$

$$\alpha = \frac{1-\tau_\alpha}{2} \left[\left(\frac{1-r_\perp}{1-r_\perp\tau_\alpha} \right) + \left(\frac{1-r_\parallel}{1-r_\parallel\tau_\alpha} \right) \right] \quad (3.26)$$

$$\rho = \frac{1}{2} [r_\perp(1 + \tau_\alpha\tau_\perp) + r_\parallel(1 + \tau_\alpha\tau_\parallel)] \quad (3.27)$$

De acuerdo a las ecuaciones anteriores la transmitancia puede ser simplificada, τ_a es rara vez menor que 0.9 y r es del orden de 0.1 para efectos prácticos. La transmitancia puede quedar de la siguiente manera

$$\tau \cong \tau_a \tau_r \quad (3.28)$$

Esta es una relación satisfactoria para colectores solares con cubierta de materiales de interés práctico. Existe una relación donde se considera las pérdidas por absorción

$$\tau_a = e^{-\frac{KL}{\cos \theta_2}} \quad (3.29)$$

La absorptancia del colector solar puede ser aproximadamente

$$\alpha \cong 1 - \tau_a \quad (3.30)$$

La absorptancia es mucho mayor que la transmitancia. La reflectancia de una cubierta se encuentra por la siguiente relación

$$\rho = 1 - \tau - \alpha \quad (3.31)$$

Entonces queda de la siguiente manera

$$\rho \cong \tau_a(1 - \tau_r) = \tau_a - \tau \quad (3.32)$$

La ventaja de esta última ecuación es que la polarización es representada por el término τ_r , en lugar de ocupar ecuaciones para cada propiedad óptica individual.

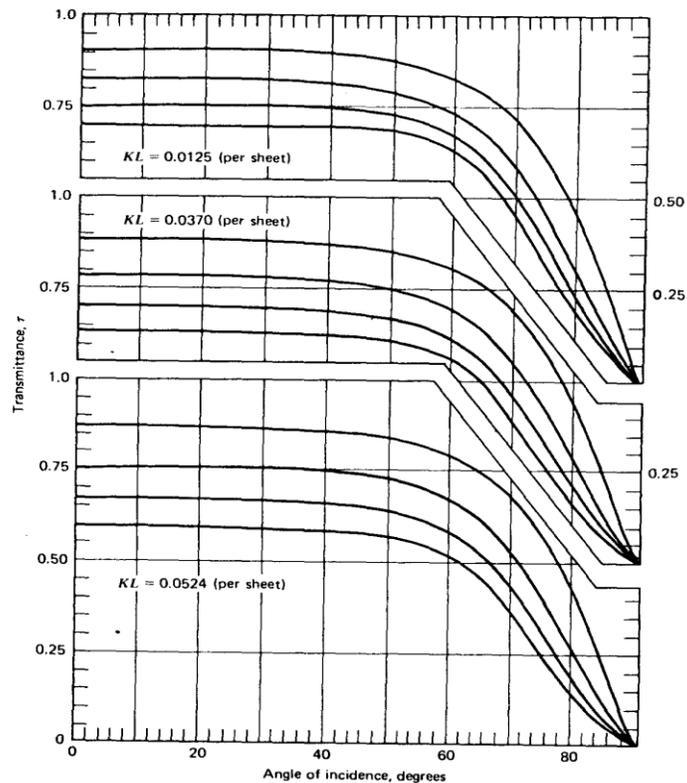


Figura 3.15 Transmitancia [considerando absorción y reflexión] para 1, 2, 3 y 4 cubiertas para tres tipos de cristal (Duffie & Beckman, 1980)

3.5.1 Polarización de la luz

Las ondas luminosas no suelen estar polarizadas, de forma que la vibración electromagnética se produce en todos los planos. La luz que vibra en un solo plano se llama luz polarizada.

Supongamos un dispositivo experimental consistente en dos polarizadores superpuestos (polarizador y analizador), de forma que un haz de luz los atraviese, y que uno de ellos puede girar respecto del otro, que permanece estático. La intensidad luminosa transmitida por el sistema variará con el ángulo de giro, de tal manera que pasará por dos puntos de máxima luminosidad separados 180° , con dos puntos de oscuridad total a 90° de los anteriores. Entre estos extremos la intensidad va creciendo y decreciendo paulatinamente, según los casos.

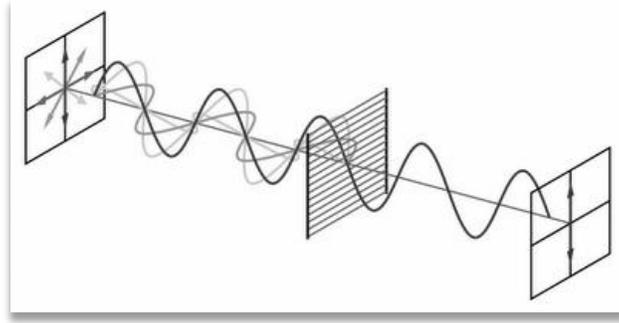


Figura 3.16 Fenómeno de polarización de la luz

Este fenómeno de polarización solo se da con ondas transversales, pero no con longitudinales, ya que implica una asimetría respecto del eje en la dirección de propagación. Si se demuestra que un haz luminoso puede ser polarizado, se llega a la conclusión de que las ondas luminosas son transversales.

La luz emitida por una fuente está constituida por una serie de trenes de ondas procedentes de átomos distintos; en cada uno de estos trenes de ondas el campo eléctrico oscila en un plano determinado pero, en general, su orientación es distinta de unos a otros. Dado el enorme número de moléculas y átomos de una fuente luminoso, se comprende el gran número de trenes de ondas que constituye un haz de luz y, por consiguiente, la existencia en éste de ondas polarizadas en todas las direcciones transversales posibles.

Veamos algunos casos en los que se produce polarización de la luz.

3.5.1.1 Polarización por reflexión

Sabemos que si sobre una superficie reflectora incide luz natural parte de la luz se refleja y parte se refracta. Malus descubrió en 1808 que si hacemos incidir una luz sobre una superficie pulimentada de vidrio con un ángulo de incidencia β de 57° aproximadamente, la luz reflejada está polarizada, siendo el plano de vibración perpendicular al plano de incidencia de los rayos. Si el ángulo de incidencia no es de 57° habrá también polarización pero será menor a medida que el rayo incidente vaya siendo mayor o menor que dicho ángulo.

Más tarde Brewster descubrió que si el rayo reflejado y el refractado forman entre si un ángulo de 90° , el ángulo de incidencia es precisamente el ángulo de polarización. El ángulo de polarización depende del índice de refracción "n" del medio.

En el caso del vidrio, el ángulo es aproximadamente 57° . Hay que señalar también que para este ángulo, el rayo refractado está polarizado parcialmente, coincidiendo su plano de vibración con el de incidencia, mientras que el rayo reflejado está completamente polarizado.

3.5.1.2 Polarización por doble refracción.

Existen determinados cristales que tienen la propiedad de la doble refracción, es decir, el rayo incidente se desdobra en dos en el interior del cristal (espató de Islandia y turmalina), uno de ellos llamado *ordinario* y que sigue las leyes de la refracción y otro llamado *extraordinario* que no las sigue.

Este tipo de cristal permite obtener luz polarizada partiendo de la luz natural, siempre que logremos eliminar a la salida uno de los rayos emergentes. Esto se puede conseguir con un prisma de Nicol, constituido por un cristal de espató de Islandia al que se le han cortado las caras externas de manera que el ángulo de 71° pase a ser de 68° , después se corta la diagonal, obteniéndose dos prismas que se pegan con bálsamo de Canadá, cuyo índice de refracción está entre el índice de refracción del rayo ordinario y el del extraordinario. En estas condiciones el rayo ordinario sufre reflexión total al llegar a la lámina de bálsamo de Canadá, mientras que el extraordinario se refracta en el bálsamo y se transmite a través del segundo prisma.

3.5.1.3 Producto absortancia-transmitancia ($\alpha\tau$)

Para hacer evaluaciones en sistemas foto-térmicos es necesario evaluar el producto absortancia-transmitancia de un sistema de cubiertas. De la radiación que pasa por las cubiertas y choca contra la placa absorbidora, parte es refractada hacia las cubiertas, sin embargo, toda esta radiación no se pierde, ya que esta a su vez regresa a la placa absorbidora.

CAPITULO IV

ESTUDIO EXPERIMENTAL

4.1 Introducción

Hecho el análisis de los diversos sistemas de secado estudiados en el capítulo 2 y tomando en cuenta que el sistema se usa para deshidratar productos agrícolas de contenidos de humedad altos se consideró que el deshidratador híbrido solar-gas reduce costos de operación y es amigable con el medio ambiente en comparación con los sistemas que usan solo fuentes no renovables de energía. El propósito de usar un secador híbrido es aprovechar la energía solar y reducir el consumo de gas-LP en el proceso sin sacrificar el tiempo de secado del alimento, ya que en los secadores solares se obtienen temperaturas más bajas, por lo que alimentos con contenido de humedad superior al 90%, como lo es el jitomate, tienen probabilidades de descomposición durante el proceso.

Se seleccionó el jitomate como material de secado, porque es uno de los vegetales mas consumidos en el mundo (Taiwo et al. 2006). La producción mundial de jitomate en el año 2002 fue de 124' 111,781 toneladas métricas según FAO (2004). Además el jitomate se puede procesar en varios productos mediante diferentes procesos, como el jugo, puré, salsas, variedades enlatadas (Doymaz, 2005) y deshidratado.

El objetivo del estudio experimental es evaluar el comportamiento de la eficiencia térmica del colector solar y la eficiencia de secado del deshidratador híbrido solar-gas, con el propósito de comparar su desempeño en diferentes condiciones de operación para el secado de jitomate. El estudio se basó en la operación de un deshidratador híbrido solar-gas en tres formas distintas, que se describirán en la sección 4.2, con la finalidad de conocer el funcionamiento y los factores que intervienen en la eficiencia térmica y de secado del sistema.

Los alcances del presente estudio experimental abarca la evaluación térmica del sistema en el secado de jitomate para adquirir información sobre el secado del fruto y establecer consideraciones para la mejora en el diseño del secador a favor de la mejora de la eficiencia.

4.2 Descripción del deshidratador híbrido

El secador híbrido solar-gas (Fig. 4.1) se compone de dos partes: el colector solar; en donde se calienta el aire para el secado y la cámara de secado; en donde se almacena el material a secar. El aire se calienta a través de dos sistemas, uno termosolar y otro por combustión de gas LP. El colector solar forma un ángulo de 40° respecto a la horizontal y está unido a la cámara de secado por la parte posterior, de tal manera que el aire caliente circula hacia el interior de la cámara de secado.

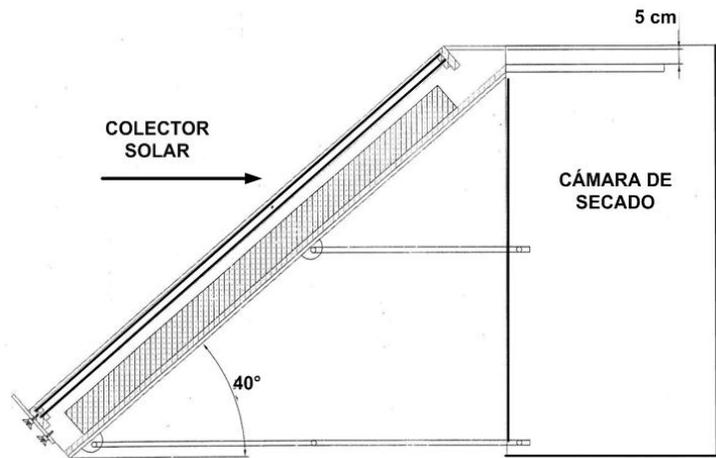


Figura 4.1 Componentes del secador híbrido (Solar-Gas)

4.2.1 Colector solar

El colector solar es de placa de aluminio acanalada en "V" pintada en color negro mate, el cual permite una mayor absorción de energía, la abertura del canal es de 60° como se muestra en la figura 4.2, esto permite tener una mayor área de captación de la energía solar al medio día solar en comparación de los de placa plana, esta placa absorbidora es cubierta por un sistema de doble cristales de 6mm de grosor con una distancia de separación entre ellos de 5 cm. La radiación solar pasa a través de los cristales y al ser refractada por la placa absorbidora cambia su longitud de onda a una más larga lo que impide atravesar los cristales por lo que se refleja nuevamente a la placa (Fig. 3.17), aumentando la temperatura del aire dentro del colector solar.

Existe una relación entre el número de cubiertas de cristal y la eficiencia del colector solar, entre mayor sea el número de cubiertas el aprovechamiento será mayor, considerándose un máximo de cuatro cubiertas de cristal, de tal manera que si se tiene un número mayor, no habrá un aumento significativo en el aprovechamiento de la energía incidente, y solo significaría un costo mayor en el equipo.

La parte inferior (entrada de aire) del colector solar se encuentra abierta y la amplitud ésta se regula mediante el ajuste manual de una placa de aluminio para controlar el flujo de aire en la entrada. El armazón es de aluminio y el soporte es de acero con adaptación de ruedas para facilitar el movimiento y cambio de orientación del sistema de secado solar.

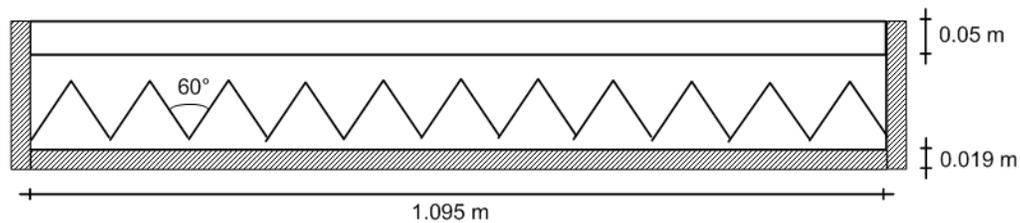


Figura 4.2 Vista corte frontal del colector solar

El ancho y largo de la placa acanalada es de 1.03 y 1.81m respectivamente, sin embargo, si se consideran los dobleces de la lamina se tiene un ancho de 1.76 m y una área efectiva de superficie de 3.20 m² al medio día solar, esto aumenta la eficiencia del colector pues se aprovecha más la energía incidente por metro cuadrado; el colector es de tipo estacionario, es decir, el ángulo de inclinación es fijo con un valor de 40°. Para reducir pérdidas de calor, la parte inferior y márgenes está aislada con poliestireno expandido de 19 mm de espesor como se observa en la figura 4.2.

Dentro de los materiales que se usan comúnmente en la construcción de dispositivos de calentamiento solar con respecto a la placa absorbadora son tres: aluminio, hierro y cobre. Estos materiales ofrecen varias ventajas en su uso y para aplicaciones de transferencia de calor se seleccionan por el costo y por su conductividad térmica K .

Material	Temperatura (K)	K (W/m K)
ALUMINIO	300	273
COBRE	300	398
HIERRO	300	80

Tabla 4.1 Conductividad térmica de metales. Datos extraídos de Perry, *Engineering Handbook*, 3d ed., McGraw-Hill, New York, 1976.

4.2.2 Cámara de secado

La cámara de secado consta de un volumen interior de 0.52 m³ con una capacidad de 10 charolas, cada una con un área de secado de 0.42m², están colocadas una sobre otra con una separación de 10cm [Figura 4.3]. Cada charola tiene en su parte inferior deflectores metálicos que distribuyen el aire por la cámara de secado.

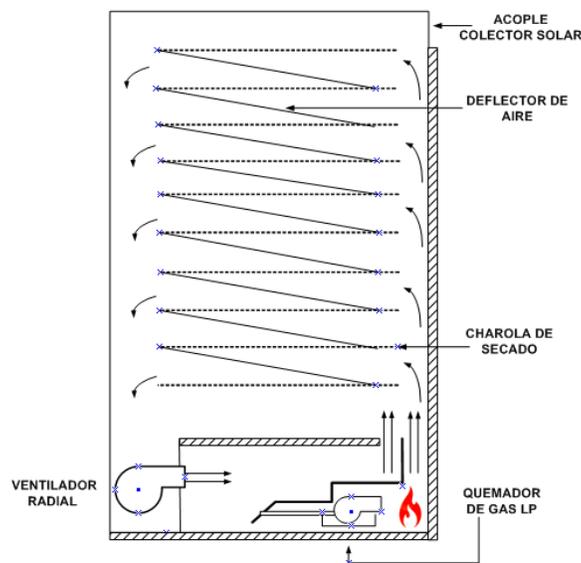


Figura 4.3 Esquema de la cámara de secado

La cubierta interior es de lámina galvanizada de 1.5 mm, en su parte inferior cuenta con un motor de 1/3 hp a 5.9 A, el cual acciona 2 ventiladores radiales que hacen circular el aire dentro de la cámara; parte del aire es expulsado de la cámara como aire saturado de humedad. Un quemador de gas LP el cual se activa de forma automática al estar la temperatura por debajo de 50°C. Dentro de la cámara de secado circula un flujo másico de aire de 150 kg/h. En la parte posterior tiene un canal que conecta el gabinete con el colector solar.

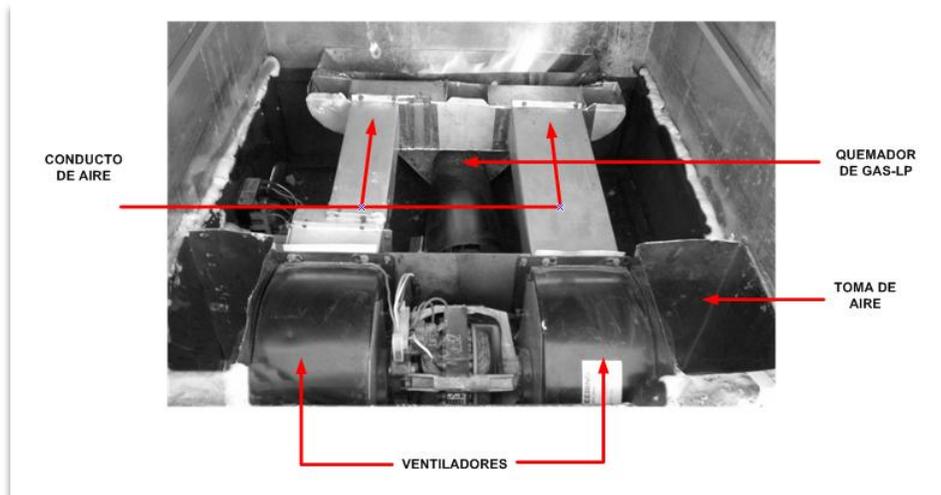


Figura 4.4 moto-ventilador y sistema de combustión de gas LP

4.2 Modos de operación

El deshidratador puede funcionar en tres condiciones distintas en lo que se refiere al aporte energético: en modo convencional (combustión de gas-LP), en modo híbrido y solar indirecto. Este sistema puede funcionar de forma diurna o nocturna según se requiera.

4.3.1 Modo gas-LP

En este modo el aporte energético se obtiene mediante la combustión de gas LP, la cual se realiza en un quemador el cual es controlado por un regulador de temperatura calibrado que permiten abrir o cerrar el paso de gas LP hacia el quemador, manteniendo la temperatura interior en un rango de 55-65°C.

4.3.2 Modo híbrido

El aporte energético para este modo de funcionamiento se obtiene de dos fuentes, de la combustión de gas LP y del colector solar. Este tipo de configuración permite trabajar en el día y en la noche, en el día se reduce en gran parte el aporte por la combustión de gas pues el colector solar suministra energía suficiente mientras que en la noche o en día poco favorables por nubosidad o frío se puede suplir el aporte energético por la combustión de gas-LP.

4.3.3 Modo solar

En este caso el aporte energético es solamente por el aprovechamiento de la energía solar por medio del colector solar. El funcionamiento en este modo se limita a las condiciones climatológicas locales, esto lo convierte en un sistema inestable en temperatura. La operación en este modo el consumo de gas-LP es nulo y la desventaja es que no se tiene un control de temperatura en el secado, en la mañana y tarde la energía que suministra es baja comparado a la que suministra al medio día solar afectando la temperatura y velocidad de secado.

4.4 Metodología

4.4.1 Instrumentación

Las temperaturas se consideran como un indicador de la energía obtenida por el colector solar y son importantes para determinar la eficiencia térmica. Las evaluaciones se realizaron con una velocidad de flujo de aire constante. Para medir la temperatura se instalarán en el colector y gabinete, termocoples de tipo "J" (Cole-Parmer) calibrados con una precisión de ± 0.5 °C los cuales se instalaron en un sistema de adquisición de datos MAC-14 (Cole-Parmer) que registra la temperatura cada 15 minutos.

En el colector solar se fijarán 9 termopares distribuidos en cada tercio de su longitud para determinar la variación de temperatura en su sección longitudinal, cubiertas de vidrio y placa trasera (Fig. 4.5).

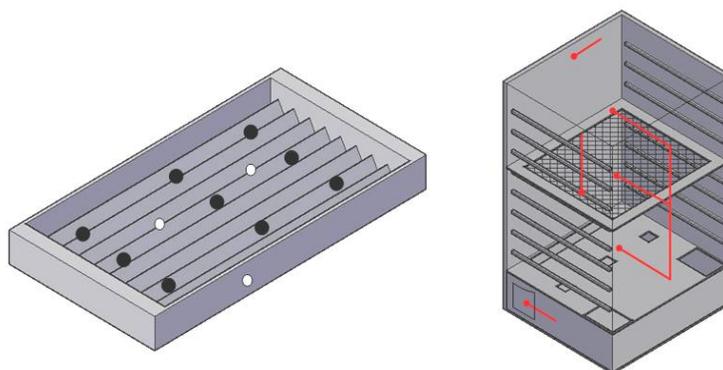


Figura 4.5 Puntos de medición en colector solar y cámara de secado

En el gabinete se instalaron seis termopares; distribuidos en la entrada, parte superior parte media, parte inferior, fondo y en la salida del aire exhausto (Figura 4.5); esto para ver si hay una distribución uniforme del calor dentro del gabinete.

La velocidad del aire dentro de la cámara de secado se midió mediante un termoanemómetro de hilo caliente Cole-Parmer (precisión $\pm 3.0\%$). Las mediciones se hicieron en 30 puntos en el interior de la cámara de secado, tres puntos por charola y en cada punto dos mediciones: parte anterior y posterior. Una puerta perforada se instaló en la cámara de secado para facilitar las mediciones durante la operación del secador (Fig. 4.6).

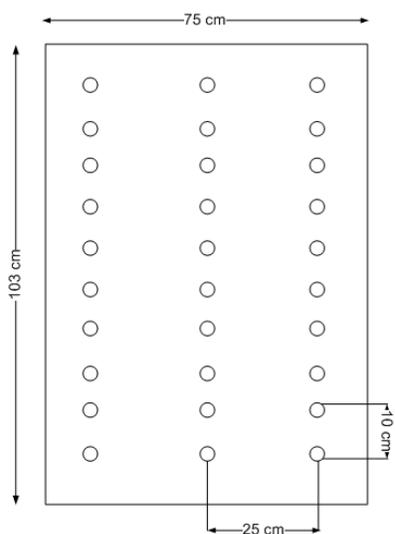


Figura 4.6 Esquema de la puerta perforada usada para medición de velocidad de aire dentro de la cámara de secado.

Para la medición de las temperaturas se escogieron días con cielo despejado en donde se garantizó la máxima radiación solar incidente sobre el colector solar. La radiación solar global incidente se midió a nivel local mediante un piranómetro (Keep & Zonnen) con una sensibilidad de $14.69 \text{ E}10^{-3} \text{ mV}$. En el proceso de secado el contenido de humedad en el material se evaluó en cada hora del proceso, seleccionando una muestra para determinar la pérdida de peso de acuerdo a la norma AOAC (13.002). Las evaluaciones tuvieron lugar en el Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional- unidad Oaxaca del Instituto Politécnico Nacional (CIIDIR-IPN). ($+17^{\circ}02'00''\text{N}$, $-96^{\circ}44'00''\text{W}$) durante diciembre del 2010.

4.4.2 Preparación del material

Jitomate (*Lycopersicon esculentum*) de la variedad Saladette seleccionado sin defectos, fue lavado y cortado en “cuartos”, es decir, se cortaron en cuatro partes en forma de gajos de tal forma que el tamaño fuera lo más uniforme posible, dado que el tamaño natural del fruto es desigual. Para disminuir el daño por oscurecimiento enzimático, el alimento se escaldó en agua a 95°C durante un minuto, se escurrió y se acomodó en las charolas de manera uniforme en una sola capa.

4.4.3 Evaluación experimental

Con respecto a la evaluación de la eficiencia térmica y de secado, para el colector y la cámara de secado respectivamente, se midió la irradiancia en forma normal a la superficie del colector solar, la velocidad del viento, la temperatura en 11 puntos distribuidos en el colector; en la cámara de secado se registro la pérdida de peso y el aporte calorífico por parte del colector y de la combustión de gas LP en los casos de funcionamiento híbrido y gas-LP. Todos los experimentos se realizaron en días con cielo despejado; los periodos de prueba se realizaron de 9 a 18 horas en modo solar y de 9 a 20 horas en secado con gas-LP e híbrido.

Para evaluar la cinética de secado se seleccionaron muestras de cada una de las charolas en forma aleatoria para garantizar la representatividad de los datos. La evaluación de la pérdida de peso se realizó tomando el contenido de humedad inicial de 5 de 10 charolas del secador, y se registró la pérdida de peso en periodos de tiempo de 30 minutos.

4.4.4 Cálculo de la eficiencia colector solar

La transmisión, absorción y reflexión de la radiación solar en varias partes del colector solar es importante en la determinación del desempeño del colector solar. Estas propiedades están en función del ángulo de incidencia de la radiación solar, grosor de las cubiertas, índice de refracción y del coeficiente de extinción del material a evaluar.

Las propiedades ópticas de sistema de cubiertas se pueden evaluar mediante las siguientes ecuaciones para la polarización de la luz en su componente paralelo y perpendicular; transmitancia τ ; reflectancia ρ y absortancia α .

4.4.4.1 Análisis óptico del sistema de cubiertas del colector solar

El siguiente análisis es aplicado al sistema de cubiertas del colector solar, con el objetivo de conocer la cantidad de energía que se aprovecha del total incidente. Las características técnicas del sistema de cubiertas son las siguientes:

Índice de refracción n	1.526
Coefficiente de extinción, K (m^{-1})	18
Grosor vidrio L (m)	0.006
Ángulo del colector solar (grados)	40

Tabla 4.2 Propiedades ópticas y dimensiones de las cubiertas de vidrio del colector solar [Kalogirou, 2009; Martin & Goswami 2005].

Con el fin de saber el comportamiento óptico del sistema con respecto a la transmitancia, absortancia y reflectancia se procede con el siguiente cálculo.

Cálculo para la cubierta 1

Calculando el ángulo del rayo refractado hacia la cubierta inferior, se empieza obteniendo el ángulo desviado θ_2 , derivado de la ecuación (3.8).

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{\sin 40^\circ}{1.526} \right)$$

$$\theta_2 = 24.91$$

Calculando la transmitancia τ_α , en donde se consideran las pérdidas por absorción, aplicando la ecuación (3.29).

$$\tau_\alpha = e^{-\frac{KL}{\cos \theta_2}}$$

$$\tau_{\alpha} = e^{-\frac{18 \cdot 0.006}{\cos 24.91}}$$

$$\tau_{\alpha} = 0.88$$

Ahora se calcula la reflexión de la radiación no polarizada, en su componente perpendicular, en el vidrio aplicando de ecuación (3.17)

Sustituyendo valores

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(24.91 - 40)}{\sin^2(24.91 + 40)}$$

$$r_{\perp} = 0.0827$$

Calculando la reflexión de la radiación no polarizada, en su componente paralelo de la ecuación (3.18).

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(24.91 - 40)}{\tan^2(24.91 + 40)}$$

$$r_{\parallel} = 0.0159$$

y la transmitancia de la radiación inicial sin polarizar es el promedio de las dos componentes perpendicular y paralelo, aplicando la ecuación (3.25).

$$\tau_r = \frac{0.88}{2} \left\{ \frac{1 - 0.082}{1 + 0.082} \left[\frac{(1 - 0.082^2)}{(1 - (0.082 * 0.88)^2)} \right] + \frac{(1 - 0.0159)}{(1 + 0.0159)} \left[\frac{(1 - 0.0159^2)}{1 - (0.0159 * 0.88)^2} \right] \right\}$$

$$\tau_r = 0.795$$

Ahora, calculando la absortancia en sus componentes perpendicular y paralelo. Sustituyendo valores de la ecuación (3.26).

$$\alpha = \frac{1 - 0.88}{2} \left[\left(\frac{1 - 0.0827}{1 - 0.0827 * 0.88} \right) + \left(\frac{1 - 0.0159}{1 - 0.0159 * 0.88} \right) \right]$$

$$\alpha = 0.1192$$

Ahora bien, se procede a calcular la reflectancia en sus dos componentes. Aplicando la ecuación (3.27).

$$\rho = \frac{1}{2} [0.0827(1 + 0.88 * .83) + 0.0159(1 + 0.88 * 0.96)]$$

$$\rho = 0.086$$

Haciendo el balance de las tres propiedades calculadas anteriormente, se debe de cumplir la ecuación:

$$\rho + \alpha + \tau = 1$$

Sustituyendo los valores obtenidos

$$0.086 + 0.1192 + 0.795 = 1.0002 \approx 1$$

Cálculo para la cubierta 2

Realizando el mismo procedimiento que en la cubierta superior para calcular sus propiedades ópticas [ρ , α y τ]; ahora para la cubierta inferior, se empieza calculando, θ_2 , el ángulo refractado del rayo incidente, que previamente ya fue desviado por la primera cubierta, aplicando la ecuación (3.8).

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{\sin 24.91^\circ}{1.526} \right)$$

$$\theta_2 = 16.02$$

Calculando la transmisividad τ_α , en donde se consideran las pérdidas por absorción, aplicando la ecuación [3.29].

$$\tau_\alpha = e^{-\frac{KL}{\cos\theta_2}}$$

$$\tau_\alpha = e^{-\frac{18 \cdot 0.006}{\cos 16.02}}$$

$$\tau_\alpha = 0.893$$

Ahora se calcula la reflexión de la radiación no polarizada, en su componente perpendicular por medio de la ecuación [3.17].

$$r_\perp = \frac{\sin^2(16.02 - 24.91)}{\sin^2(16.02 + 24.91)}$$

$$r_\perp = 0.0556$$

Ahora se calcula la reflexión de la radiación no polarizada, en su componente paralelo de la ecuación [3.18].

$$r_\parallel = \frac{\tan^2(16.02 - 24.91)}{\tan^2(16.02 + 24.91)}$$

$$r_\parallel = 0.0325$$

y la transmisividad de la radiación inicial sin polarizar es el promedio de las dos componentes, aplicando la ecuación [3.25].

$$\tau_r = \frac{0.893}{2} \left\{ \frac{1 - 0.082}{1 + 0.082} \left[\frac{(1 - 0.0556^2)}{(1 - (0.0556 * 0.893)^2)} \right] + \frac{(1 - 0.0325)}{(1 + 0.0325)} \left[\frac{(1 - 0.0325^2)}{1 - (0.0325 * 0.893)^2} \right] \right\}$$

$$\tau_r = \frac{0.893}{2} (0.9384 + 0.9640)$$

$$\tau_r = 0.8485$$

Ahora, calculando la absorptancia de la ecuación (3.26) se tiene

$$\alpha = \frac{1 - 0.893}{2} \left[\left(\frac{1 - 0.0556}{1 - 0.0556 * 0.893} \right) + \left(\frac{1 - 0.0325}{1 - 0.0325 * 0.893} \right) \right]$$

$$\alpha = 0.1064$$

Se procede a calcular la reflectancia, de la ecuación (3.27).

$$\rho = \frac{1}{2} [0.0556(1 + 0.893 * 0.9384) + 0.0325(1 + 0.893 * 0.9640)]$$

$$\rho = 0.0813$$

Y finalmente para verificar los resultados, según la teoría, se debe cumplir la ecuación (3.31).

$$\rho + \alpha + \tau = 1$$

$$0.0813 + 0.1192 + 0.795 = 1.02 \approx 1$$

Ahora bien, se procede a hacer el análisis para el sistema de doble cubierta, teniendo en cuenta las propiedades ópticas de la cubierta superior e inferior; los subíndices 1 y 2 indican la cubierta superior e inferior respectivamente.

Calculando la transmitancia

$$\tau = \frac{1}{2} \left[\frac{\tau_1 \tau_2}{1 - \rho_1 \rho_2} \right]_{\perp} + \frac{1}{2} \left[\frac{\tau_1 \tau_2}{1 - \rho_1 \rho_2} \right]_{\parallel} \quad (4.1)$$

Sustituyendo valores

$$\tau = \frac{1}{2} \left[\frac{0.083 * .93}{1 - (.086 * 0.0813)} \right]_{\perp} + \frac{1}{2} \left[\frac{0.96 * .9640}{1 - (0.086 * 0.0813)} \right]_{\parallel}$$

$$\tau = \frac{1}{2} (0.777 + 0.9319)$$

$$\tau = 0.854$$

Calculando la reflectancia

$$\rho = \frac{1}{2} \left[\rho_1 \frac{\tau \rho_2 \tau_1}{\tau_2} \right]_{\perp} + \left[\rho_1 \frac{\tau \rho_2 \tau_1}{\tau_2} \right]_{\parallel} \quad [4.2]$$

Sustituyendo valores

$$\rho = \frac{1}{2} \left[0.143 \frac{0.8485 * 0.102 * 0.795}{0.8485} \right]_{\perp} + \left[0.029 \frac{0.893 * 0.060 * 0.964}{0.9640} \right]_{\parallel}$$

$$\rho = \frac{1}{2} (0.1511 + 0.082)$$

$$\rho = 0.1167$$

Y por diferencia, se calcula la absorptancia,

$$\alpha = 1 - (\rho + \tau) \quad [4.3]$$

$$\alpha = 1 - (0.1167 + 0.854)$$

$$\alpha = 0.0293$$

Ahora bien, se calcula el producto $(\tau\alpha)$ del sistema de cubiertas. Se tiene la siguiente ecuación, para un ángulo de incidencia de 29° , sobre la superficie de las cubiertas de vidrio

$$\begin{aligned} \frac{a}{a_n} = & 1 + 2.0345 * 10^{-3}\theta_e - 1.99 * 10^{-4}\theta_e^2 + 5.324 * 10^{-6}\theta_e^3 - \dots \\ & \dots - 4.799 * 10^{-8}\theta_e^4 \end{aligned} \quad [4.4]$$

$$\frac{a}{a_n} = 0.9875$$

Para la transmitancia se debe de calcular τ_α y τ_r , así que sustituyendo en las ecuaciones siguientes de las ecuaciones (3.28) y (3.29)

$$\tau_\alpha = e^{-\frac{KL}{\cos\theta_2}} = 0.893$$

y

$$\tau_r = \frac{\tau_\alpha}{2}(\tau_\perp + \tau_{||}) = 0.8485$$

Luego entonces

$$\tau \cong \tau_r \tau_\alpha$$

$$\tau = 0.8485 * 0.893 = 0.7577$$

De la ecuación

$$(\alpha\tau)_B = 1.01\tau \left(\frac{\alpha}{\alpha_n}\right) \alpha_n \quad [4.5]$$

$$(\alpha\tau)_B = 1.01 * 0.7577 * 0.98975 * 0.91$$

$$(\alpha\tau)_B = 0.69$$

Ahora, el producto absortancia-transmitancia para el colector solar se calcula de la siguiente manera

$$(\alpha\tau) \cong 0.96(\alpha\tau)_B \quad [4.6]$$

$$(\alpha\tau) = 0.66$$

Lo cual quiere decir que para este colector solar en específico y bajo las condiciones de operación y ángulo de inclinación dado, se tiene un aprovechamiento de radiación sobre la placa absorbidora del 66% del total incidente sobre el sistema, lo que sugiere que se pierde parte de la radiación incidente debido a la reflexión a la transmisión por parte del sistema de cubiertas. De forma nominal se considera una pérdida del 15% en el producto $\alpha\tau$ en caso de tener condiciones ideales de operación.

4.4.4.2 Cálculo de la eficiencia del colector solar

El rendimiento térmico de un colector solar se determina al obtener los valores de la eficiencia instantánea para una combinación de valores de la irradiación incidente, las temperaturas y la razón del flujo del fluido.

A continuación se dan las ecuaciones que gobiernan este fenómeno. La eficiencia de un colector solar se define como la relación que existe entre la energía útil colectada y la energía solar incidente sobre el colector.

$$\eta = \frac{\text{energía útil colectada}}{\text{Energía solar incidente}} = \frac{q_U / A_c}{I}$$

La energía útil colectada se puede determinar de dos maneras, la primera en función del coeficiente de pérdidas U_L , la radiación solar I , la temperatura promedio en el interior del colector, T_i , la temperatura ambiente, T_a , y el factor de absortancia-transmitancia $(\alpha\tau)$ y la segunda, en función del flujo másico, m , el área del colector, A_p , el calor específico del aire, C_p , la temperatura del aire a la salida del colector, T_s , la temperatura a la entrada del colector, T_e .

Para realizar el cálculo de la eficiencia térmica del colector solar con placa absorbadora acanalada en "V" se obtienen los siguientes datos de la medición directa en el colector:

Variables	Valores
Largo de la placa absorbadora[m]	1.81
Espesor del aislante [m]	0.019
Diámetro hidráulico [m]	0.11
Temperatura placa T_p [°K]	353
Temperatura fluido T_f [°K]	333
Temperatura ambiente T_a [°K]	298
Flujo másico \dot{m} [kg/s]	0.043
Velocidad del viento [m/s]	0.2
Área de colección solar [m ²]	1.864

Tabla 4.3 tabla de valores utilizados en el cálculo de la eficiencia del colector solar.

Las propiedades del aire a presión atmosférica son necesarias para los cálculos siguientes; se obtuvo el promedio de temperaturas entre la placa absorbadora y la temperatura del vidrio en periodos de 30 minutos. Para el siguiente ejemplo de solución la temperatura promedio es 40°C [293 K], y las propiedades del aire a esta temperatura son las siguientes:

$\rho=1.0877 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$	$C_p=1.0065 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}}\right)$	$\mu=2.029E^{-5} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{ms}}\right)$	$\vartheta=18.22E^{-6} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$
$Pr = 0.7025$	$K=28.11E^{-3} \text{ [W/mK]}$	$V_{\text{viento}}=0.6 \text{ m/s}$	$\dot{m} = 0.024 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2\text{S}}$

Tabla 4.4 propiedades físicas del aire a 40°C

Calculando el número de Reynolds:

$$Re = \frac{LV}{\vartheta} = \frac{1.81\text{m} \cdot 0.6 \text{ m/s}}{18.22 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \quad [4.7]$$

$$Re = 59\,604.8 \ll 500\,000$$

Por lo tanto es flujo laminar para flujos en la capa limite en superficies aerodinámicas según Tiwari (2008)

Calculando el número de Rayleigh

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta^l \Delta T L^3}{\nu \alpha} \quad [4.8]$$

$$Ra = 102\ 146$$

Calculando el número de Nusselt, usando la expresión propuesta de Churchill y Ozoe 1973 (Tiwari G., 2008) para flujo laminar, para $RePr > 100$

$$Nu = \frac{0.3387 Re^{0.5} Pr^{0.33}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{0.66}\right]^{0.25}} \quad [4.9]$$

Sustituyendo valores

$$Nu = \frac{0.3387(59604.8)^{0.5} 0.708^{0.33}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{0.708}\right)^{0.666}\right]^{0.25}}$$

$$Nu = 70.92$$

El coeficiente de transferencia de calor se puede calcular mediante la siguiente relación

$$Nu = \frac{h_{pf} L}{K} \quad [4.10]$$

Por lo que el coeficiente de transferencia de calor entre la placa y el fluido es el siguiente

$$h_{pf} = \frac{70.92 * 0.02811}{(1.81)} = 1.027 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El coeficiente de transferencia de calor radiativo se calcula como sigue

$$h_r = \varepsilon_g \sigma \frac{[(T+273)^4 - (T_g+273)^4]}{T_g - T_a} \quad [4.11]$$

Donde ε_g para cubiertas de vidrio es 0.88 [Tiwari, 2008]

$$h_r = 0.88 * 5.67 * 10^{-8} \frac{[(80 + 273)^4 - (65 + 273)^4]}{65 - 28}$$

$$h_r = 3.33 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El coeficiente total de transferencia de calor entre la placa y la cubierta de vidrio es

$$h_1 = h_{pf} + h_{2r} \quad [4.12]$$

$$h_1 = 1.027 + 3.33$$

$$h_1 = 4.365 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El coeficiente de transferencia de calor convectivo de la cubierta al ambiente debido al viento según Mc. Adam [1954] [Wenfeng et al., 2007] para velocidades de aire $0 \leq V \leq 5 \text{ ms}^{-1}$ es

$$h_c = 5.7 + 3.8 V \quad [4.13]$$

La velocidad del aire en este caso es 1.5 ms^{-1}

$$h_c = 5.7 + 3.8(1.5) \quad [4.14]$$

$$h_c = h_2 = 11.4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Calculando el coeficiente global de transferencia de calor del absorbedor al ambiente:

$$U_t = \left[\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{4.365} + \frac{1}{11.4} \right]^{-1} = 3.156 \text{ W/m}^2\text{K} \quad [4.15]$$

El coeficiente inferior de transferencia de calor

$$U_b = \left[\frac{L_i}{K_i} + \frac{1}{h_1} \right]^{-1} \quad [4.16]$$

Donde $L_i = \text{grosor del aislante}$ y $K_i = \text{conductividad del aislante}$

El aislante en este caso es el poliestireno $k = 0.033 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$$U_b = 3.85 \text{ W/m}^2\text{C}$$

El coeficiente de pérdidas de calor

$$U' = U_t + \frac{h_r U_b}{h_r + h_{pf} + U_b} \quad [4.17]$$

$$U' = 3.156 + \frac{3.33 * 3.85}{3.33 + 1.027 + 3.85}$$

$$U' = 4.718 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Coefficiente de transferencia de calor en los márgenes del colector

$$h_e = h_{pf} + \frac{h_{pf} h_r}{h_r + h_{pf} + U_b} \quad [4.18]$$

$$h_e = 1.027 + \frac{1.027 * 3.33}{3.33 + 1.027 + 3.85}$$

$$h_e = 1.443 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El factor de eficiencia del colector se calcula de la siguiente manera:

$$F' = \left[1 + \frac{U'}{h_e}\right]^{-1} = \left[1 + \frac{4.718}{1.443}\right]^{-1} \quad (4.19)$$

$$F' = 0.234 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Coeficiente global de pérdidas de calor:

$$U_L = U' + \frac{1}{F'} \left[\frac{U_b h_{bf}}{h_{rpb} + h_{bf} + U_b} \right] \quad (4.20)$$

$$U_L = 4.718 + \frac{1}{0.234} \left[\frac{3.85 * 1.027}{4.36 + 1.027 + 3.85} \right]$$

$$U_L = 6.54 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El factor de remoción de calor está dado por

$$F_R = \frac{\dot{m}C_{air}}{U_L A_p} \left[1 - \exp \left[-\frac{F' U_L A_p}{\dot{m}C_{air}} \right] \right] \quad (4.21)$$

$$F_R = \frac{0.184 * 1005}{6.54 * 1.86} \left[1 - \exp \left[-\frac{0.234 * 6.54 * 1.86}{0.184 * 1005} \right] \right]$$

$$F_R = 0.229$$

Calculando la cantidad de calor útil ganado

$$\dot{Q}_u = F_R A_p [I - U_L (T_{fi} - T_a)] \quad (4.22)$$

$$\dot{Q}_u = 0.229 * 1.86 [901 - 6.54(60 - 31)]$$

$$\dot{Q}_u = 302.56 \text{ W}$$

Y la eficiencia instantánea del sistema está dada por la relación entre la energía útil ganada y la energía incidente sobre el sistema.

$$\eta_{CS} = \frac{Q_u}{AcI(t)} \quad [4.23]$$

$$\eta_{CS} = \frac{302.56}{1.86 * 901}$$

$$\eta_{CS} = 0.1807$$

Ahora aplicando la ecuación de Hottel-Whillier-Bliss, la cual considera la eficiencia óptica y las pérdidas térmicas del sistema de cubiertas se tiene

$$\eta_{CS} = F_R(\alpha\tau) - F_R U_L \frac{(T_E - T_A)}{I} \quad [4.24]$$

$$\eta_{CS} = 0.15$$

Siguiendo el procedimiento anterior se calcula la eficiencia para cada intervalo de tiempo (30 minutos) para obtener la curva de eficiencia del colector solar en condiciones de operación en estado transitorio.

4.4.4.3 Eficiencia de la cámara de secado

Las variables que se deben de considerar para calcular la eficiencia del secador operando con gas-LP son el tiempo de secado que consuma un volumen de producto determinado, el aporte energético por combustión de gas LP y solar. Para el colector solar se consideran los datos obtenidos del piranómetro que indica la radiación solar global incidente, el calor absorbido por la placa absorbidora y la relación con el área de captación, así como las propiedades del material que absorbe la radiación [absortancia y emitancia], las diferencias de temperaturas que se obtienen en la entrada y salida del colector y la velocidad de flujo de aire, las pérdidas de calor en las paredes y el flujo másico de aire.

Para medir el consumo de gas LP, se utilizan medidores de flujo volumétrico, pero en este caso el consumo es bajo por la escala del secador, por lo que se opta por medirlo por diferencia de pesos en el tanque de almacenamiento del gas al inicio y al final del proceso.

La eficiencia en el gabinete de secado se obtiene al relacionar la energía útil entre la energía que se suministra al sistema.

$$\eta = \frac{\textit{energía útil}}{\textit{Energía suministrada}}$$

De acuerdo a Prasad et al. (2006), la eficiencia global de secado relaciona la cantidad energía requerida para evaporar cierta cantidad de agua de un alimento ($M\lambda$) y la cantidad de energía que se suministra al sistema para realizarlo ($IA + Cm$) y se puede expresar como

$$\eta_{MS} = \frac{M\lambda}{IA} \quad (4.25)$$

$$\eta_{MG} = \frac{M\lambda}{Cm} \quad (4.26)$$

$$\eta_{MH} = \frac{M\lambda}{IA+Cm} \quad (4.27)$$

Donde η_s , η_c y η_h representan la eficiencia de secado en modo de operación solar, gas-LP e híbrido respectivamente, IA es la cantidad de energía recibida por unidad de área y Cm es la cantidad de energía por unidad de masa de gas LP.

CAPITULO V

RESULTADOS

5.1 Eficiencia en colector solar

La eficiencia del colector solar generalmente se evalúa de acuerdo a las normas de la American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers (ASHRAE), las cuales se realizan a nivel laboratorio y bajo condiciones controladas de flujo de aire, temperaturas e irradiación principalmente, sin embargo dado que el sistema de secado se evaluó en campo, se tomaron en consideración las condiciones climatológicas locales y que por su naturaleza varían en cada instante como se observa en la figura 5.1, por lo que se hace un análisis térmico transitorio para describir el comportamiento del secador híbrido durante todo el proceso de secado.

De acuerdo a la figura 5.1 se observa que la temperatura del aire es dependiente de la irradiación incidente sobre el colector solar; el tiempo de respuesta es inmediato al cambio en el flujo radiativo incidente, solo en algunos puntos de medición se registra un tiempo de respuesta de 5 minutos, esto se debe al acumulamiento de temperatura o al bajo flujo de aire dentro del colector solar (Fig. 4.5), se observa una diferencia de temperatura notable a lo largo del colector; la máxima temperatura observada fue de 75°C al medio día solar, la parte inferior por donde entra el aire a temperatura ambiente se encuentra a 30°C teniendo una diferencia de 45°C, lo que sugiere que el aire en su recorrido a lo largo del colector solar incrementa su temperatura en forma gradual a medida que avanza. A continuación se presenta la temperatura del aire dentro del colector solar en 27 horas de medición.

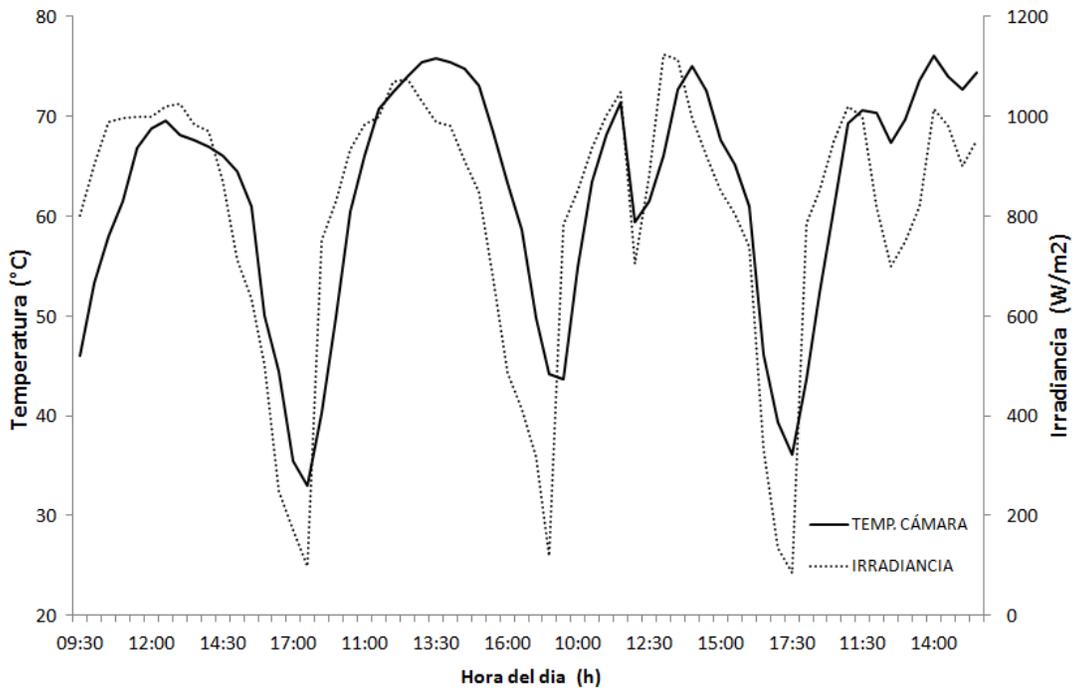


Figura 5.1 Temperatura del aire dentro del colector solar e irradiancia global.

De acuerdo a la gráfica 5.2 se observa que la eficiencia se describe por una pendiente negativa, lo cual sugiere que al inicio del día la eficiencia es mayor que en la tarde, esto se debe a que la eficiencia es inversamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre la interior del colector solar y la temperatura ambiente.

Se hizo una comparación entre la eficiencia instantánea y la eficiencia descrita por la ecuación de Hottel-Whillier-Bliss la cual considera el análisis óptico del sistema de cubiertas y las pérdidas convectivas y radiativas; se observa que hay una disminución promedio de un 4% en cada punto de medición debido principalmente a las pérdidas ópticas debido a que el ángulo del colector es mayor al requerido para la localidad en particular. De acuerdo con el cálculo [Ec. 3.10] del ángulo ideal para el colector solar para el periodo en que fue evaluado es de 23° , con esta pendiente se asegura que la radiación solar incida de forma normal a la superficie de las cubiertas de vidrio del colector solar; sin embargo el ángulo que se tiene es 40° , esto modifica el ángulo de incidencia ideal, provocando pérdidas por reflexión, absorción y transmisión y en consecuencia afecta el desempeño térmico del colector.

Otro factor determinante en la eficiencia del colector solar es la baja velocidad de flujo de aire entre la placa absorbadora y las cubiertas de vidrio y placa trasera asociado a la baja remoción de calor, es decir, la velocidad de flujo de aire es 0.37 kg s^{-1} provoca un flujo laminar para superficies aerodinámicas [Tiwari, 2008] ($Re= 48242.66$) y al no provocar turbulencia dentro del colector solar, el calor no se remueve con rapidez y ocasiona un estancamiento de temperatura, haciendo más grande la diferencia de temperatura entre la interior en el gabinete y la ambiente, lo que de acuerdo a la ecuación 4.24 esto provoca una menor eficiencia.

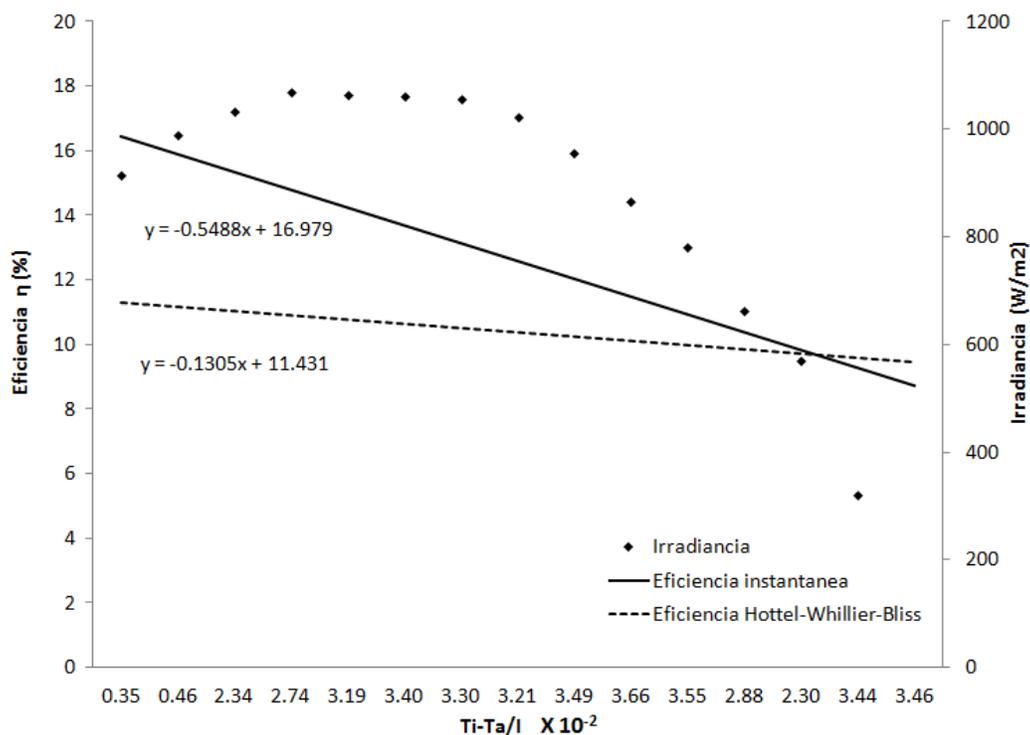


Figura 5.2 Eficiencia del colector solar

El caudal de aire registrado en el interior del colector durante los experimentos fue de $0.038 \pm 0.01 \text{ Kg s}^{-1}$. La ecuación de eficiencia muestra que la eficiencia máxima que se obtiene bajo condiciones normales de operación es de 11.43%. Sin embargo, para observar el efecto que tiene el flujo másico de aire en la eficiencia térmica se simuló mediante el software EXCEL la eficiencia correspondiente a un flujo másico de aire circulando por el interior de colector solar de 0.434 Kg s^{-1} , lo cual de acuerdo a la figura 5.3 se observa que hay un aumento importante (26.81%) en el rendimiento del colector encontrando una eficiencia máxima de 38.22%.

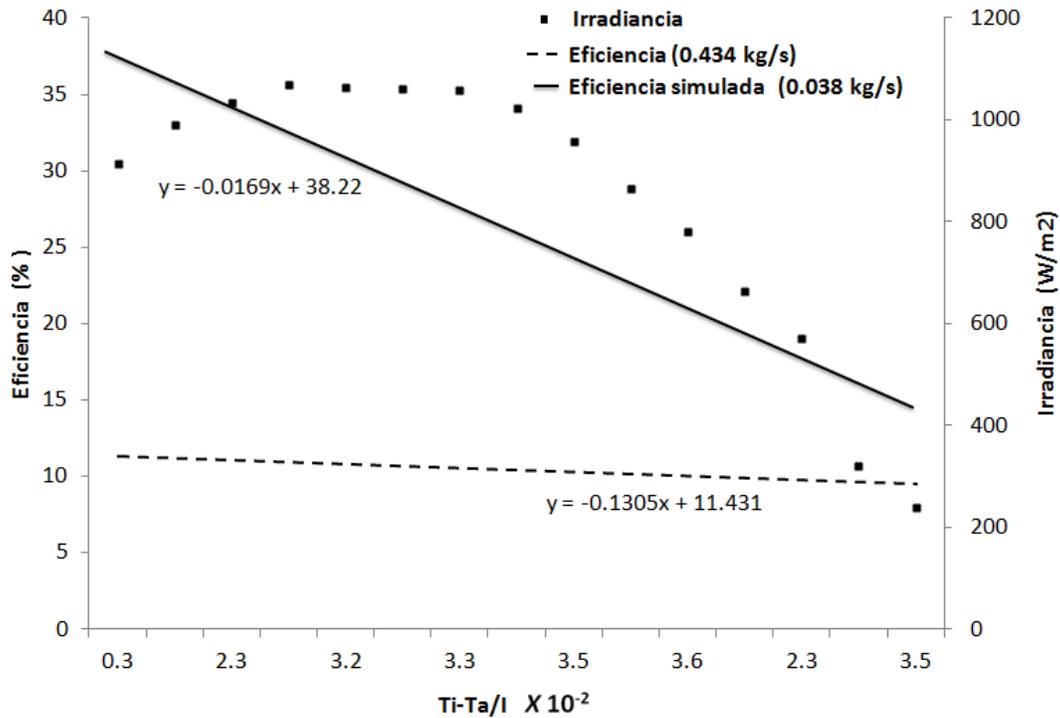


Figura 5.3 Comparación entre la eficiencia real y simulada a diferente flujo másico de aire

\dot{m} (kg/s)	F_R	Q_u (W)	η (%)
0.072	0.22	394	0.21
0.145	0.27	504.5	0.27
0.28	0.34	626	0.34
0.434	0.38	701	0.38

Tabla 5.1 Relación del flujo másico dentro del colector solar con la eficiencia.

De acuerdo a la tabla 5.1 se observa claramente que el flujo másico de aire dentro del colector tiene un efecto importante en la transferencia de calor ya que al incrementar el flujo másico de aire, la remoción de calor de la placa absorbadora hacia el fluido aumenta y en consecuencia disminuye las pérdidas convectivas y radiativas. Al remover más calor de la placa absorbadora se obtiene más calor útil (Q_u) en el aire y por lo tanto incrementa la eficiencia. Es de importancia promover la turbulencia dentro del canal del colector solar, así como un mayor flujo de aire a favor de incrementar el desempeño del mismo.

Otras investigaciones reportaron eficiencias mayores para un colector solar de placa corrugada Koyuncu (2005) y Karim & Hawlader (2004) con valores de 39.05% y de 68% respectivamente. Estas investigaciones se realizaron en campo con condiciones controladas de temperatura y flujo másico de aire a la entrada y no consideran el análisis de las pérdidas ópticas del colector solar así como la naturaleza transitoria de los factores ambientales.

Es posible aumentar la eficiencia en el colector solar incluyendo un ventilador que impulse el aire desde la entrada de aire del colector solar, con el fin de cambiar del flujo laminar a turbulento y lograr una mejor remoción de calor y disminuyendo pérdidas térmicas por radiación y convección principalmente.

5.2 Eficiencia de la cámara de secado

El desempeño de la cámara de secado no solo se debe medir por el consumo de combustible que se ocupa en el proceso, sino también se debe de relacionar este consumo con la cantidad correspondiente de agua evaporada, de ahí la necesidad de definir un elemento que sirva de término de comparación entre diferentes secadores.

Este término, bien aceptado ya entre la comunidad científica, se denomina eficiencia de secado y se define como la relación entre la cantidad de energía destinada al secado y la cantidad de agua evaporada durante el proceso (Gamma, 2007).

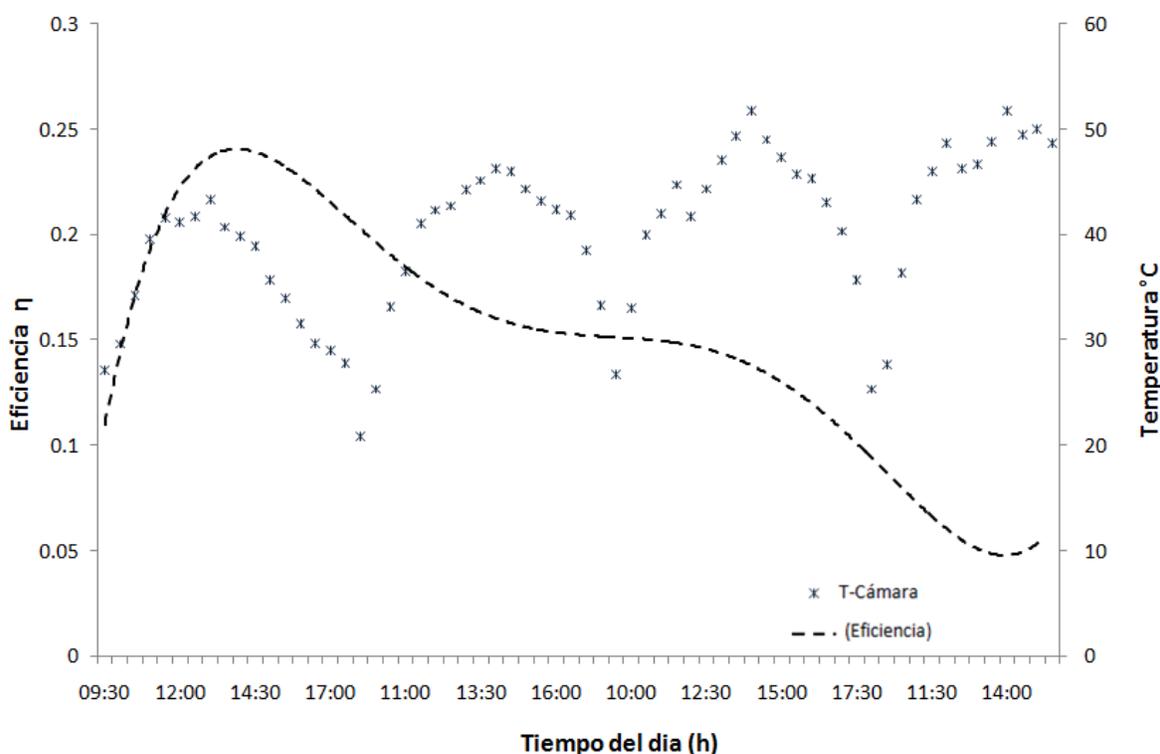
El consumo de energía por unidad de agua evaporada varía con diversos parámetros. De ellos, los más importantes son: la variación de la humedad del producto durante el secado (tasa de secado), las condiciones ambientales y el tipo de secador empleado. La velocidad de secado de cierto tipo de alimentos, a su vez, es función de la temperatura y del flujo de aire de secado, del contenido de humedad inicial y de equilibrio, de la temperatura y, cuando corresponda, de la velocidad del aire dentro del secador.

El tipo de secador que se utilice ejerce gran influencia sobre el rendimiento térmico del secado. Cada producto se seca a una velocidad diferente y cada uno presenta exigencias más ó menos precisas respecto a la calidad (Gama, 2007).

El combustible que se usó para proporcionar calor al aire fue gas licuado comercial odorizado (gas-LP) su composición es 60% propano y 40% butano. Para esta composición comercial el poder calorífico C del gas LP es de 46.1 MJ kg^{-1} (Horst, 1996)

5.2.1 Secado Solar

En este modo de operación el suministro de energía fue únicamente por el colector solar. Se observa claramente que al final de cada día de secado hay un aumento significativo de la eficiencia; este comportamiento se debe a que se pierde humedad a la misma tasa de cambio con menor energía suministrada pues alrededor de las 5:30 pm la radiación solar decae súbitamente hasta 70 W/m^2 y la pérdida de peso en ese periodo de tiempo se mantiene constante debido a la inercia térmica que existe dentro de la cámara de secado.



promueve un tiempo prolongado de secado originando mala calidad del producto asociado a el crecimiento microbiano. La temperatura máxima recomendada para deshidratar el jitomate antes de empezar a sufrir daños en sus propiedades organolépticas según estudios de Broker et al., (1992) es de 60°C). La eficiencia observada es menor que en el modo híbrido y operación con gas-LP debido a que el aporte energético proporcionado por el colector solar es menor al requerido para evaporar agua del alimento a una rapidez aceptable (0.032 Kg agua/Kg ss min) a una temperatura de 60°C.

5.2.2 Secado con uso de gas-LP

La tercera prueba consistió en hacer el secado usando solo energía proveniente de la combustión de gas-LP. De acuerdo a la gráfica 5.5 se observa que debido al aporte energético de la combustión, la temperatura interior de la cámara de secado se posiciona en las primeras horas en 50°C (recomendable para el jitomate), lo cual provoca una velocidad de secado mayor que en el secado híbrido y solar indirecto. Hacia el segundo día de la corrida la temperatura esta en promedio 7 °C por arriba del límite, lo cual no causa daños físicos evidentes.

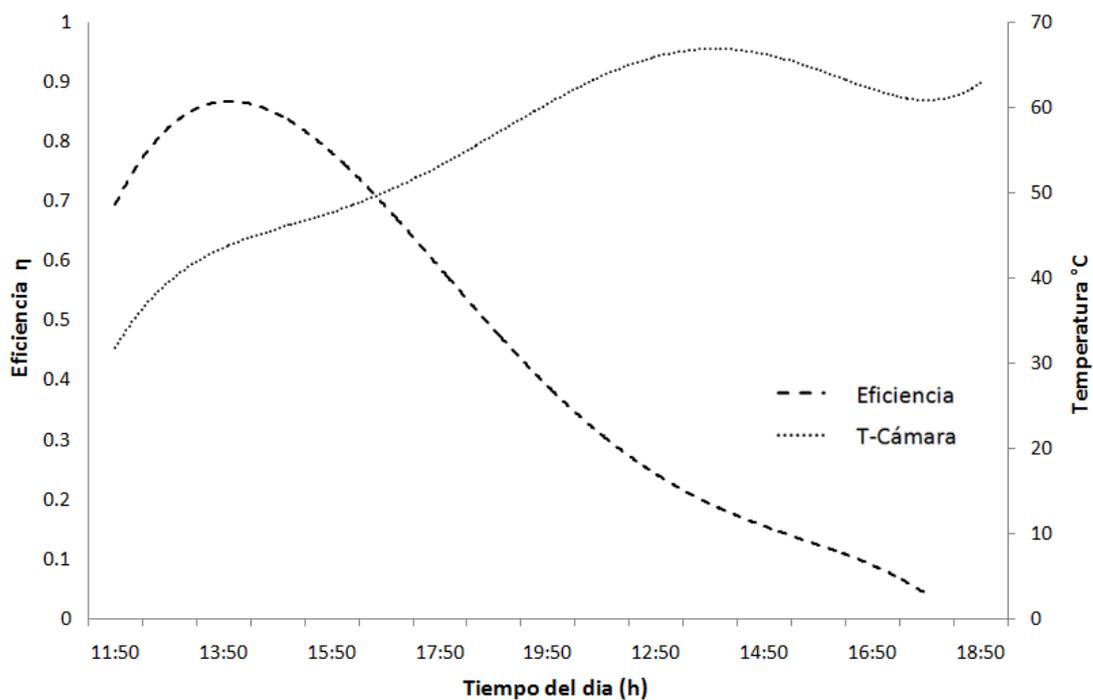


Figura 5.5 Eficiencia de secado con uso de gas-LP

Continuando con el análisis de la figura 5.5 podemos observar que la línea de tendencia es más definida de acuerdo a la eficiencia con respecto al tiempo, la eficiencia se desarrolla con una tasa de cambio decreciente sostenida, es decir, al principio del proceso de secado la eficiencia es mayor pues el agua libre en el alimento se evapora con mayor facilidad y a medida que el tiempo transcurre el agua libre se agota, quedando el agua ligada la cual requiere más energía calorífica para ser vaporizada y al ocurrir esto la eficiencia disminuye con el tiempo hasta llegar a un nivel del 10% hacia el final del proceso. Bajo estas condiciones el tiempo de secado fue de 14 horas y el aporte energético global fue de 87.59 MJ.

5.2.3 Secado híbrido

La grafica 5.6 muestra la eficiencia de secado con respecto al tiempo en dos días de operación. La operación del sistema de secado en modo híbrido se comportó de manera intermitente debido a que el aporte energético solar y de la combustión de gas LP no es constante debido a la naturaleza transitoria de la radiación solar y a la operación intermitente del quemador de gas-LP. La temperatura en el interior de la cámara de secado se mantuvo en un rango de 50-62 °C a lo largo del experimento.

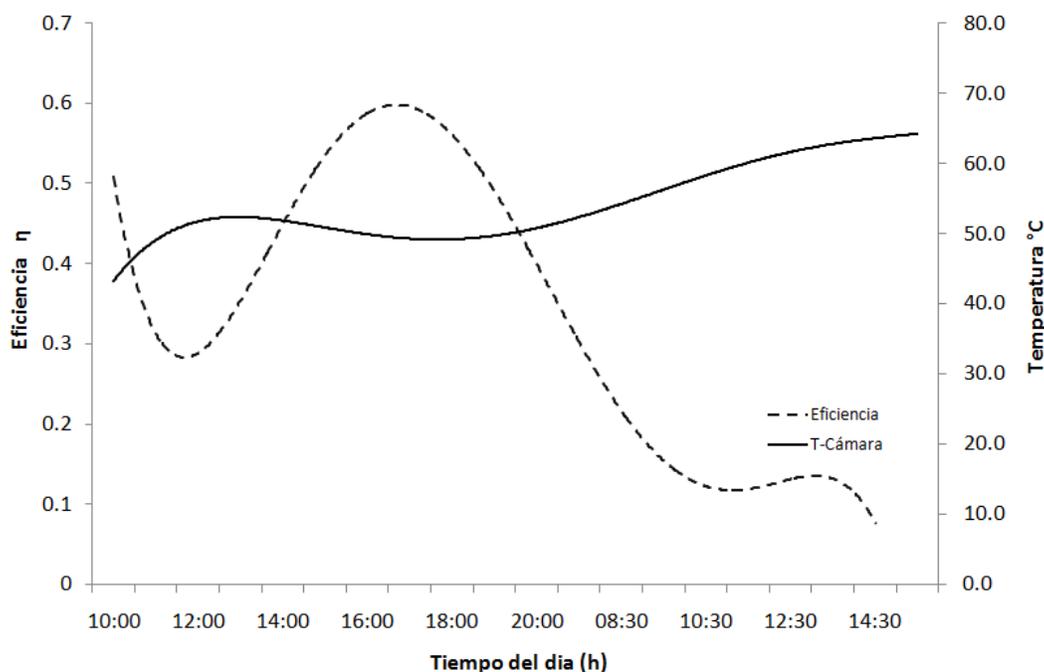


Figura 5.6 Eficiencia de secado híbrido.

Se observó que en los primeros 30 minutos del experimento que la eficiencia disminuyó, esto se debe a que el agua que se encuentra en la superficie se vaporiza y posteriormente hay un periodo de atemperado en el cual el alimento se adapta a las condiciones de temperatura y pierde poca humedad en ese intervalo de tiempo. Después de esta etapa la eficiencia incrementa hasta su punto máximo de 71% a las 19:00 horas, en el segundo día de secado la eficiencia promedio fue de 13%, esto se debe a dos razones: i) que el alimento se encuentra frío al inicio y necesita incrementar su temperatura para vaporizar el agua y ii) la humedad contenida en el alimento es *agua ligada* y necesita más energía y tiempo para poder vaporizar el agua. En el segundo día el contenido de humedad en un inicio fue de 35% b.h.

Conforme el contenido de humedad va disminuyendo se necesita más energía para vaporizar el agua contenida en el alimento y esto se ve reflejado en la disminución de la eficiencia de secado, la cual relaciona la cantidad de agua evaporada y la energía suministrada a la cámara de secado. En estas condiciones de operación el tiempo de secado fue de 19 horas con un contenido de humedad final de 20% b.h. y un consumo energético global de 122.5 MJ.

Boughali et al. (2009) reporta la cinética de secado realizada en un secador híbrido solar-eléctrico con una cámara de secado de 6 charolas, con una carga de 12Kg de jitomate y un colector solar de 2.45 m² de área con una eficiencia máxima de secado de 31%. Sin embargo el secador evaluado en este trabajo tuvo una carga superior (20 Kg) de alimento y el área del colector es menor (1.86 m²) y se observa que se obtiene una eficiencia máxima de secado de 60%.

La contribución energética del colector solar y de la combustión de gas LP en los 3 modos de operación se muestra en la tabla 2. La energía suministrada al sistema en el *MH* es mayor que usando gas-LP e híbrido solar-gas, sin embargo dada la baja eficiencia en el colector solar se aprovecha solo el 16%. Uno de los objetivos principales de este trabajo es evaluar la cantidad de energía que se ahorra por concepto de combustión de gas LP; los resultados muestran que hay una reducción del 20% en el consumo de gas LP para el *MS*, lo que lo hace atractivo económicamente.

Modo de operación	Colector solar (kWh)	Fracción de energía solar usada (%)	Combustión de gas-LP (kWh)	Fracción de energía de combustión usada (%)	Total de energía consumida (kWh)
Convencional	-	-	24.59	45.72	11.24
Solar	48.51	16.22	-	-	7.86
Híbrido	14.55	16.33	19.74	49.7	9.74

Tabla 5.2 Contribución de la energía del colector solar y combustión de gas-LP en el proceso de secado de jitomate en el secador híbrido

5.3 Cinéticas de secado

Como se ha mencionado en la sección 4.2, el experimento consistió en operar el sistema de secado bajo tres condiciones distintas, de las cuales resultan las tres gráficas que se reportan a continuación.

5.3.1 Cinética de secado solar

Este experimento consistió en suministrar energía calorífica del colector solar solamente. Hay tres puntos máximos de eficiencia durante el experimento; las horas en las que se registraron estos puntos máximos fue hacia las 17:30 horas de cada día, esto se explica porque al existir una inercia en la temperatura dentro de la cámara de secado el alimento sigue perdiendo humedad mientras la energía incidente sobre el colector solar disminuye rápidamente hasta llegar a 60 W m^{-2} en esa hora, lo cual al hacer el cálculo de la pérdida de humedad con respecto a la energía incidente, resulta en una eficiencia mayor respecto a la tendencia del resto del día.

Se observa que el tiempo de secado fue de 27 horas, lo que equivale a 3.4 días solares; este tiempo se debe a que la temperatura estuvo en un rango de $35\text{-}45^\circ\text{C}$, lo cual es bajo, comparado con la temperatura necesaria para remover con facilidad la humedad del jitomate. La temperatura máxima recomendada para secar el jitomate antes de empezar a sufrir daños en sus propiedades organolépticas según estudios de Broker *et al.*, en 1992 es de 60°C (G. Tiwari, 2008). La poca pérdida de humedad con respecto al tiempo hace que la eficiencia este en un rango promedio (20%), esto puede resultar en la baja calidad del producto asociado al crecimiento microbiano.

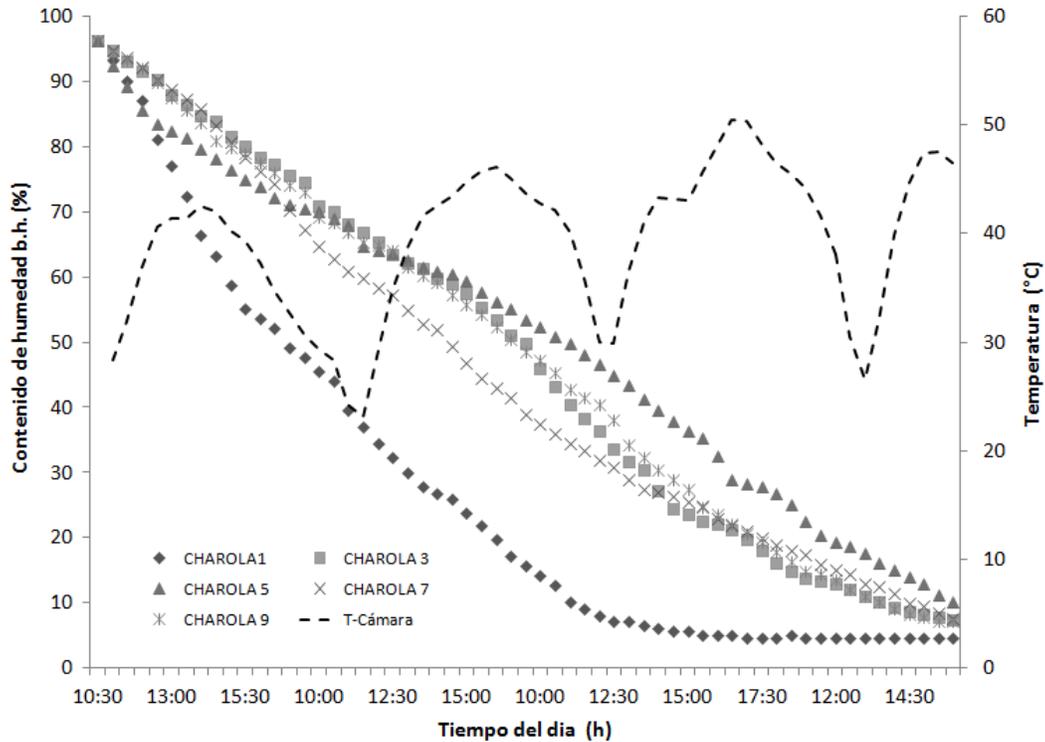


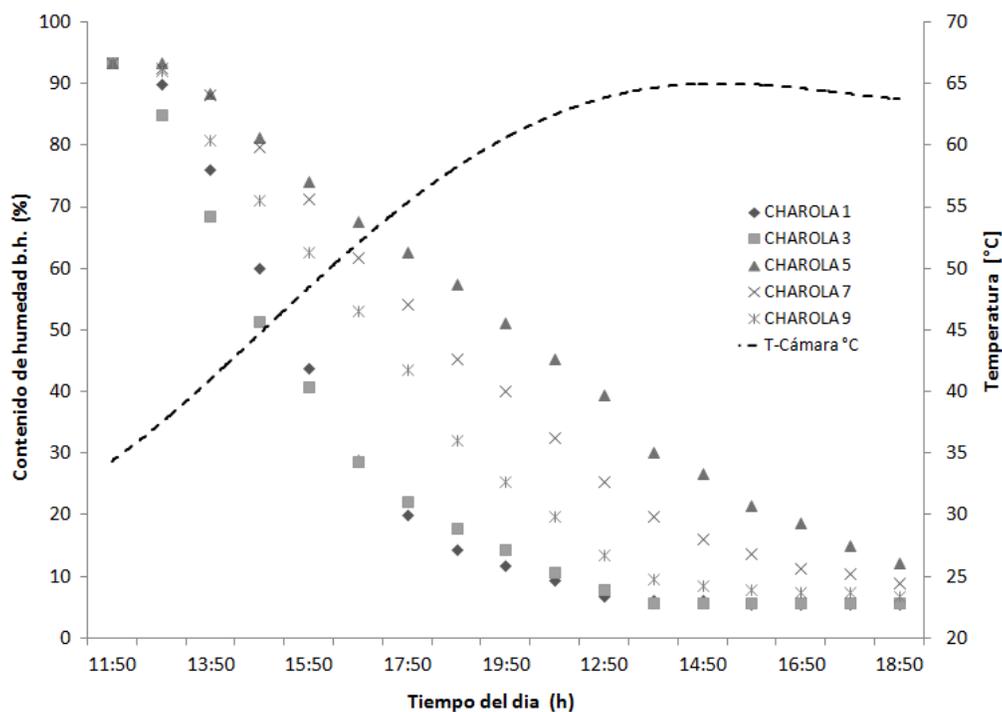
Figura 5.7 Cinética de secado solar

5.3.2 Cinética de secado con gas-LP

La tercera prueba consistió en hacer el secado usando solo energía proveniente de la combustión de gas LP. De acuerdo a la figura 5.7 se observa que debido al aporte energético de la combustión, la temperatura interior de la cámara de secado se posiciona en las primeras horas en valores cercanos al máximo recomendable para el jitomate, lo cual permite una rapidez de secado mayor que en el secado híbrido y solar indirecto. Hacia el segundo día de la corrida la temperatura esta en promedio 6 °C por arriba del límite, lo cual es aceptable y no causa daños físicos evidentes.

Continuando con el análisis de la Figura 5.7 podemos observar que la línea de tendencia es más definida de acuerdo a la eficiencia con respecto al tiempo, la eficiencia se comporta de manera decreciente, es decir, al principio del proceso de secado la eficiencia es mayor pues el agua libre en el alimento se evapora con mayor facilidad y a medida que el tiempo transcurre el agua libre se agota, quedando el agua ligada la cual requiere más energía calorífica para ser evaporada y al ocurrir esto la eficiencia

disminuye con el tiempo hasta llegar a un nivel del 10% hacia el final del proceso. El tiempo de secado fue de 14 horas y el aporte energético global fue de 87.59 MJ.



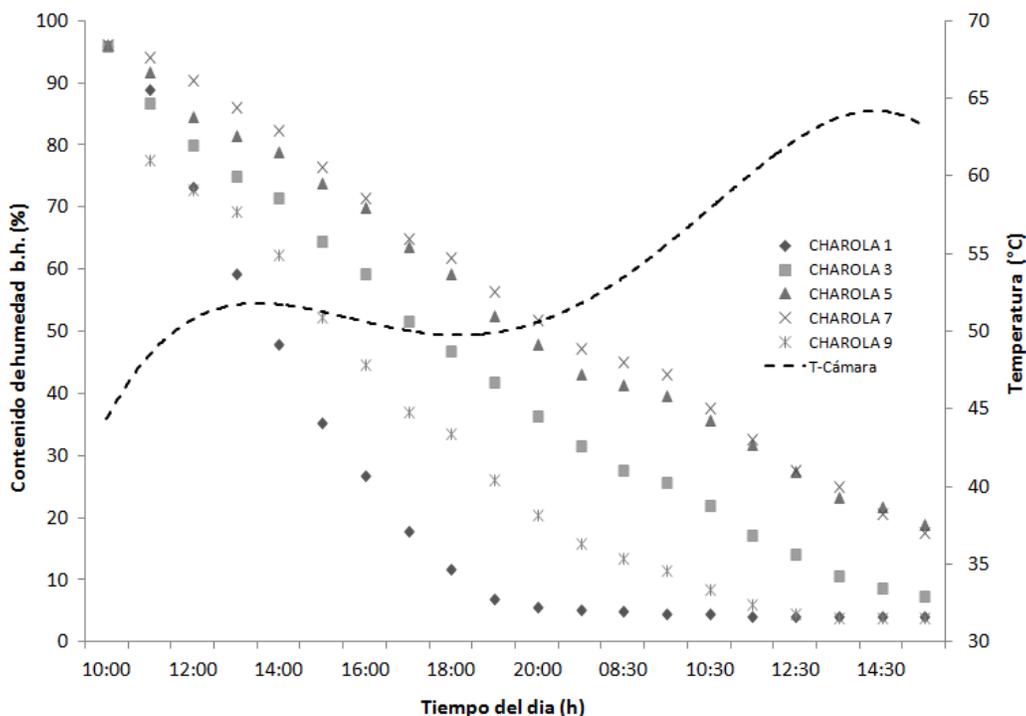


Figura 5.9 Cinética de secado híbrido

5.4 Velocidad de secado

La figura 5.10 muestra la velocidad de secado de jitomate en las tres formas de operación del sistema híbrido, se observa el efecto que tiene con respecto a la obtención de la energía calorífica.

Existe una diferencia importante entre el modo de secado solar y gas-LP e híbrido; la velocidad más baja (0.022 Kg agua/ Kg ss min) fue en el modo solar debido a la baja temperatura alcanzada durante el proceso. Sin embargo al observar las velocidades del modo a gas-LP e híbrido se nota una similitud en su periodos de velocidad constante con valor de 0.032 y 0.030 [Kg agua/ Kg ss min] respectivamente que se mantiene hasta llegar al 50% de humedad del alimento, a partir de ese punto la velocidad decrece en ambos modos a la misma tasa de cambio hasta obtener una humedad final en el alimento del 10 ± 0.2 .

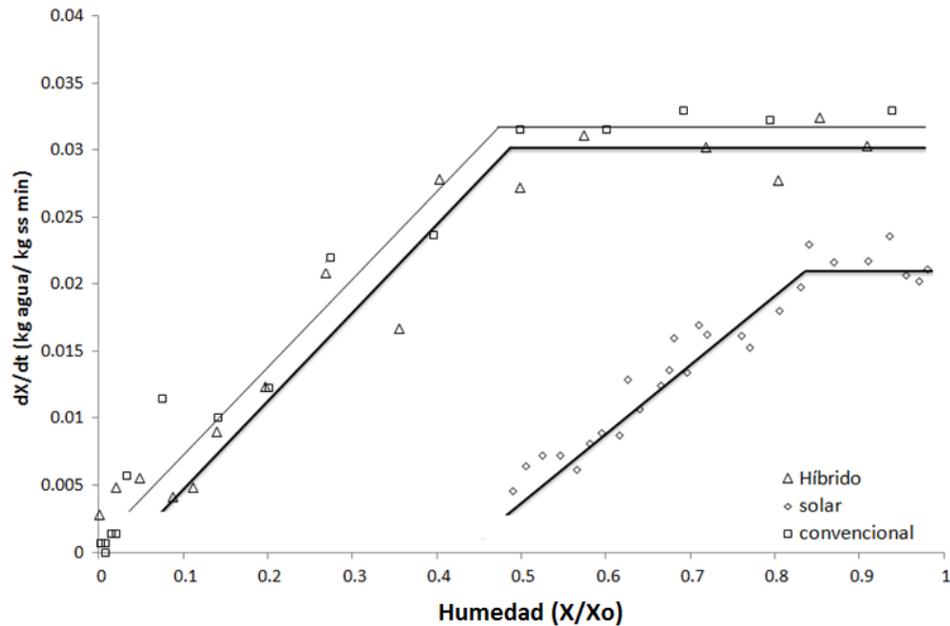


Figura 5.10 Velocidad de secado de jitomate en tres condiciones distintas de operación del sistema.

La diferencia en la velocidad de secado en cada caso se atribuye a la temperatura dentro de la cámara de secado. De acuerdo a la figura se observa que hay mas variación en el secado solar indirecto, es decir, se tiene menos control sobre la velocidad de secado debido a las condiciones climatológicas presentes en el proceso, lo que ocasiona que no sea uniforme y se refleja en la baja calidad del producto seco.

5.5 Temperatura dentro de la cámara de secado

Como se observa en la grafica 5.11 la temperatura es una variable dependiente de la radiación solar incidente en el colector solar. Durante el tiempo de secado solar se observa que hay un incremento en la temperatura dentro de la cámara de secado, esto se debe a que el aire al principio del proceso se encuentra más húmedo y la temperatura que alcanza es menor, a medida que el proceso avanza y el jitomate pierde humedad y por consiguiente en el aire dentro de la cámara la temperatura aumenta. Se observa además que existe un tiempo de respuesta aproximada de 4-10 minutos, en algunas horas del día, entre la conversión de energía radiante a energía calorífica, en la gráfica 6.4 se observa que hay un desfase entre la irradiancia y la temperatura en el interior de la cámara. Las máximas temperaturas que se observan se obtienen hacia las 14:30h con 1175 W/m^2 y la menor a las 17:45h con 70 W/m^2

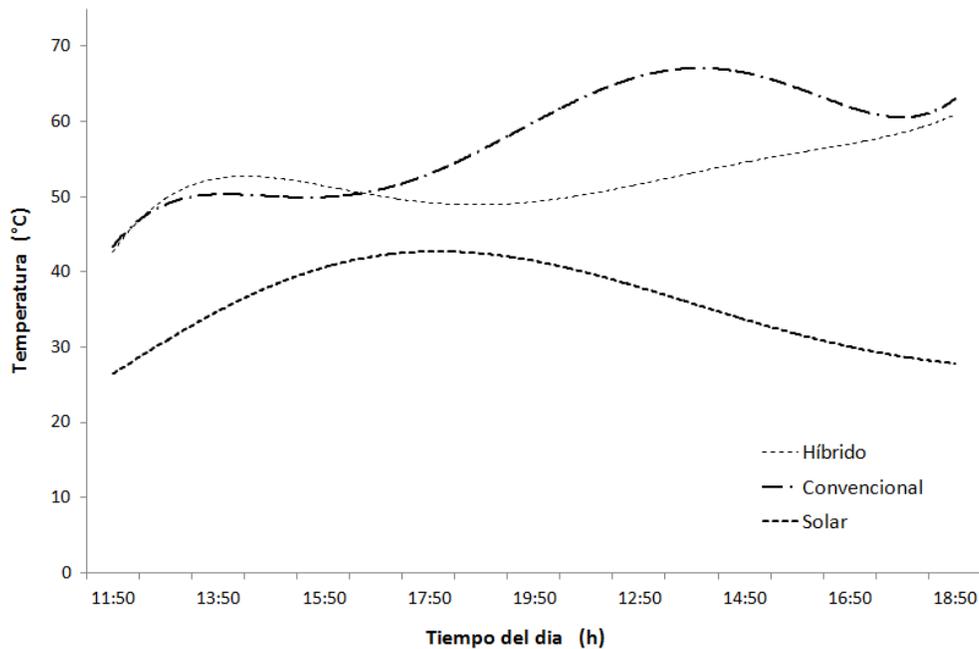


Figura 5.12 Comparación de temperaturas dentro de la cámara de secado en las tres formas de operación del deshidratador híbrido.

Esta diferencia en la temperatura promedio entre las distintas formas de operación hace que la velocidad de secado también se vea afectada en forma proporcional a la temperatura de la cámara de secado. En operación con gas-LP e híbrido la temperatura en la cámara de secado es similar aunque en el segundo día de operación en el secado con gas, la temperatura es mayor debido a que la humedad relativa del aire dentro de la cámara es menor.

5.6 Flujo de aire dentro de la cámara de secado

Para medir el flujo en cada charola, se instaló una puerta con perforaciones para medir el flujo de aire en 30 posiciones distintas en la cámara de secado [ver sección 4.4.1]. Las charolas están acomodadas en forma vertical con una separación de 10 cm entre ellas, de tal forma que la número 1 se encuentra en la parte superior y la número 10 la inferior de la cámara. Se observó una distribución de aire no uniforme dentro de la cámara de secado por lo que hay una pérdida de humedad desigual en cada charola. De acuerdo a la figura 5.13 se observa que la charola 10 es la que mayor velocidad de secado presenta, esto se debe a que es la que se encuentra más cerca de los ventiladores que impulsan el aire, sin embargo se observa que las charolas 4, 5 y 6 que son las que se encuentran en el centro son las que reciben menos flujo de aire. Esto

sugiere que el flujo de aire es mayor en las charolas que se encuentran en los extremos superior e inferior de la cámara de secado. El aire se conduce por la geometría de la cámara de secado, haciendo que circule por las paredes, formando un flujo en forma circular, es así como las charolas de la parte media tienen bajo flujo de aire, promoviendo que la pérdida de peso sea menor en esta parte de la cámara de secado.

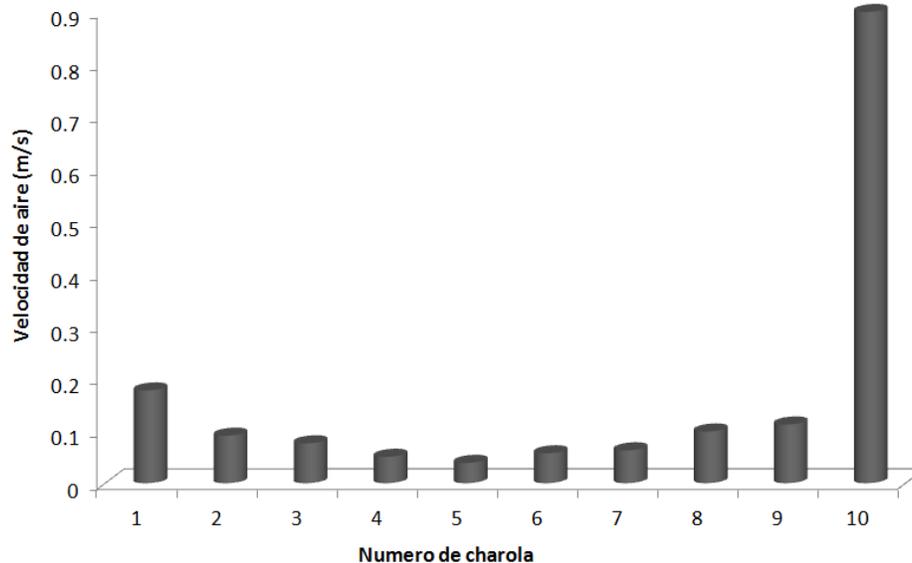


Figura 5.13 Velocidad de flujo de aire en el interior de la cámara de secado con carga.

Esta diferencia de velocidades, se hace evidente en la pérdida de humedad en cada una de las charolas, haciendo que las próximas a los extremos superior e inferior de la cámara pierdan más rápido humedad que las de la parte media, es decir, cuando en la charola 1 y 10 el alimento ya está en un 25% de humedad las charolas 4,5 y 6 se encuentran en un 65%. Esta distribución no uniforme de aire se debe a la posición de los ventiladores y de los deflectores, dado que el flujo de aire es ascendente y el aire sigue la forma geométrica de la cámara de secado.

5.7 Flujo volumétrico de aire dentro de la cámara de secado

De acuerdo a Leon [2002] el flujo volumétrico recomendado en la cámara de secado debe ser $0.75 \text{ m}^3/\text{min}$ por metro cuadrado de bandeja.

En el sistema híbrido se tiene una bifurcación en los ductos de los ventiladores, por una parte expulsa aire saturado de humedad y por otro lado el resto de aire se recircula

dentro de la cámara de secado en forma continua. Se tiene 10 charolas con un área total de 4.24 m^2 distribuidas en forma vertical, como se puede apreciar en la figura 5.14, lo que al considerar el flujo volumétrico descrito anteriormente, debemos de suministrar $3.18 \text{ m}^3/\text{min}$.

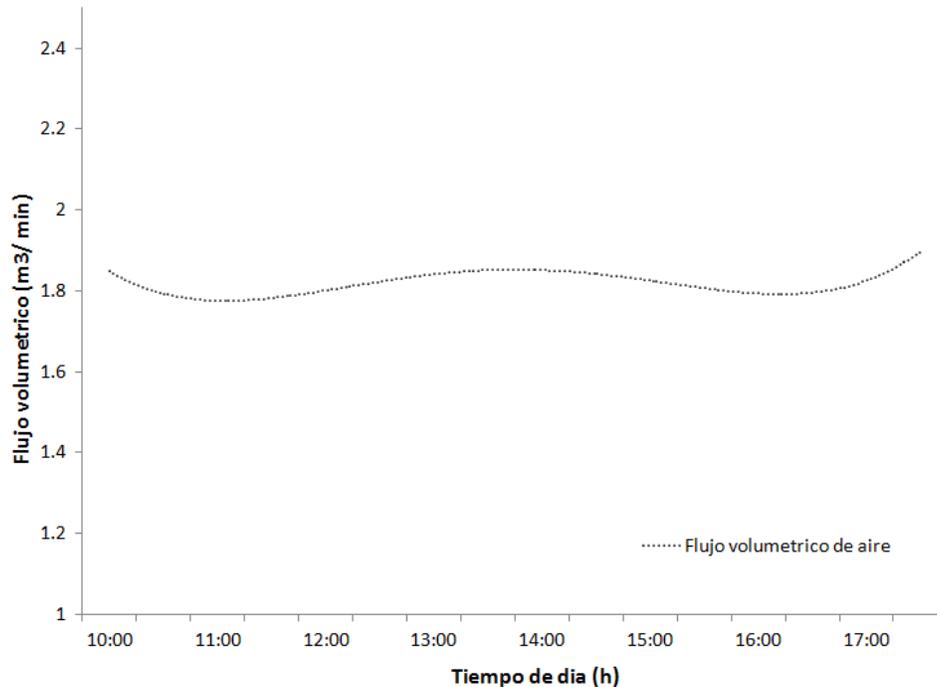


Figura 5.14 Variación del flujo volumétrico en la cámara de secado durante el día.

El sistema híbrido en funcionamiento con carga de alimento nos da un flujo volumétrico promedio de $1.82 \text{ m}^3/\text{min}$, lo cual quiere decir que los ventiladores suministran el 48% del flujo requerido por el sistema de secado, según la propuesta de Leon (2002). El bajo flujo de aire dentro del sistema promueve una remoción pobre de humedad, evitando que se remueva del interior del gabinete y prolongando los periodos de humedad del alimento; lo que se traduce en mayor tiempo de secado y un posible riesgo de daño microbiano.

CONCLUSIONES

La instrumentación y estudio experimental del sistema de secado híbrido Solar-Gas, se basó en el estudio teórico y experimental del desempeño en estado transitorio del colector solar; obteniéndose la eficiencia térmica del colector solar y la eficiencia de secado del sistema híbrido en estado transitorio, así como las cinéticas de secado de jitomate.

La operación del sistema híbrido en tres condiciones de operación distintas fue satisfactoria, pues se logró observar el desempeño del sistema para cada uno de los casos de operación. La variación de temperatura del aire y de la cámara de secado, en el caso de operación *híbrido* y *solar* se debe principalmente a las fluctuaciones de la radiación solar incidente en el colector solar.

El análisis del sistema de cubiertas del colector solar muestra que debido al ángulo de inclinación no apropiado (40°) para la latitud de Oaxaca, se obtiene un valor en el producto absortancia-transmitancia ($\tau\alpha$) de 0.66 lo cual es menor al estándar de 0.85-0.90 que se usa como valor predeterminado para los cálculos de eficiencia en colectores solares; este producto es un indicador de la energía que se aprovecha en la placa absorbadora. Lo anterior se debe a que al no tener un ángulo de incidencia normal de los rayos solares a la superficie del colector las pérdidas ópticas por refracción, reflexión y absorción aumentan, el rayo incidente en las cubiertas se polariza hacia la segunda cubierta lo que ocasiona que la energía se vaya fraccionando e impide que llegue totalmente hasta la placa absorbadora reduciendo así el aprovechamiento de la radiación solar.

Un estudio detallado de cada parte del secador híbrido (Solar-gas) demuestra que la eficiencia térmica es afectada por el flujo másico de aire dentro del colector solar, lo cual responde a la tercera hipótesis planteada. El flujo de aire que se registró en el colector solar (0.038 Kg/s) no es suficiente para remover la cantidad de calor que se acumula en la placa absorbadora. Por otro lado el colector solar tiene un ángulo fijo de 40° lo cual es mayor al requerido para los días de evaluación (23°), esto provoca mayores pérdidas ópticas debido a la reflexión de la luz solar sobre las dos cubiertas de vidrio impidiendo que se absorba una mayor cantidad de energía sobre la placa absorbadora.

Se realizó una simulación incrementando el flujo de aire dentro del colector a 3 m s^{-1} con el fin de observar los efectos en la transferencia de calor, con resultados satisfactorios; al incrementar el flujo de aire dentro del colector aumenta la remoción de calor por parte del fluido y al mismo tiempo se reducen las pérdidas por radiación y convección. La máxima eficiencia registrada en operación normal es de 18.5% mientras que en la simulación se obtiene un 38%.

La eficiencia de secado en operación "híbrido" en el primer día se muestra en forma ascendente, esto se debe a hay un periodo de atemperado en el cual el alimento se adapta a las condiciones de temperatura por lo que al inicio pierde poca humedad y se refleja en menor eficiencia. La máxima eficiencia registrada fue de 71% y después disminuye gradualmente en el segundo día hasta 13% debido a que en el segundo día, el contenido de humedad restante en el alimento es agua ligada, requiriendo más energía y tiempo para evaporar agua.

Con respecto a la eficiencia en operación "solar indirecto" se observa que la remoción de humedad se lleva a cabo en forma lenta con un tiempo de 27 horas, lo que equivale a 3.4 días solares; este tiempo se debe a que la temperatura estuvo en un rango de 35-44°C. Una baja velocidad en la pérdida de humedad con respecto al tiempo ocasiona que la eficiencia de secado se posiciona en un rango promedio del 20%, esto resulta en la baja calidad del producto asociado al crecimiento microbiano y tiempos largos de secado.

En el secado con gas-LP la eficiencia de secado es mayor que en los dos casos anteriores pues la energía proveniente de la combustión de gas LP proporciona energía suficiente y continua para mantener la cámara de secado en un promedio de 55°C lo cual es conveniente para incrementar la velocidad de secado respecto a los modos de operación híbrido y solar. Se observa que en secado con gas-LP como en el híbrido muestran un comportamiento similar con respecto a la velocidad de secado teniendo periodos de velocidad de secado constante con valores de 0.031 y 0.030 [kg agua/ kg ss min] respectivamente en un rango de humedad del 94 al 44%.

Cabe mencionar que el común denominador en las tres condiciones de operación es la no uniformidad de flujo de aire dentro de la cámara de secado lo que promueve el secado desigual con respecto a cada posición de la bandeja dentro de la cámara de secado, como en la misma bandeja. Se observa que existe una tendencia del aire a seguir la forma geométrica del la cámara de secado, es decir el aire se desplaza mejor por las paredes, esto ocasiona que en los extremos inferior y superior el producto se seque con mayor rapidez y la tendencia hacia el centro de la cámara es la reducción de flujo de aire. Otro factor notable es el flujo volumétrico de aire que debe de ser suministrado por metro cuadrado de bandeja. El sistema de secado híbrido en funcionamiento con carga desarrolla un flujo volumétrico promedio de $1.82\text{m}^3/\text{min}$, lo cual quiere decir que los ventiladores suministran el 48% del flujo requerido por el sistema de secado [$3.79\text{ m}^3/\text{min}$], de acuerdo con Leon [2002].

La información sobre la temperatura obtenida del colector solar es importante en el diseño de secadores solares para el secado de alimentos basada en la eficiencia de secado y la temperatura alcanzada en la cámara de secado lo cual sirve para dimensionar los secadores y para saber qué tipo de alimentos puede secar, pues cada alimento tiene un rango distinto de temperatura a la cual se puede deshidratar sin sufrir daños en sus propiedades físicas y nutrimentales. Teniendo los resultados obtenidos se puede hacer consideraciones para mejorar el desempeño del sistema, incluso hacer un nuevo diseño que cuide los aspectos estudiados en el presente trabajo.

ANEXO 1 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR

HORA	I (W/m^2)	Vel air in (m/s)	T-air ($^{\circ}C$)	T-amb ($^{\circ}C$)	Flux-air (kg/s)	Nusselt	Reynolds	Vel-viento (m/s)
10:00	914.70	0.26	25.00	21.80	0.04	46.60	25828.76	1.05
10:30	990.00	0.17	28.30	23.70	0.02	37.68	16888.04	1.15
11:00	1033.10	0.18	48.50	24.30	0.03	38.77	17881.45	1.56
11:30	1069.90	0.99	55.30	26.00	0.14	88.52	93231.01	1.53
12:00	1063.50	0.20	60.40	26.50	0.03	40.77	19781.42	1.40
12:30	1062.00	0.29	63.20	27.10	0.04	47.24	26577.22	1.04
13:00	1057.00	0.30	63.40	28.50	0.04	47.94	27396.57	0.93
13:30	1022.10	0.88	63.20	30.40	0.13	81.86	79959.84	1.85
14:00	956.70	0.31	62.90	29.50	0.04	48.59	28167.67	0.72
14:30	866.00	0.91	60.90	29.20	0.13	81.21	79493.24	2.05
15:00	780.00	0.30	58.10	30.40	0.04	46.90	26206.56	2.35
15:30	663.10	0.80	50.20	31.10	0.12	78.12	72690.76	0.78
16:00	570.00	0.23	43.60	30.50	0.03	43.71	22748.63	1.19
16:30	320.00	0.53	36.10	25.10	0.08	66.51	52650.93	1.75
17:00	239.80	0.52	32.20	23.90	0.08	65.88	51657.52	1.74

CONTINUACIÓN... CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR

HORA	ρ $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$	C_p $\left(\frac{KJ}{kg K}\right)$	μ $\left(\frac{Kg}{ms}\right)$	u $\left(\frac{m^2}{s}\right)$	Pr	K $\left(\frac{W}{mK}\right)$	σ	T-cielo (°C)
10:00	1.0877	1.01E+03	2.02E-05	1.82E-05	0.703	2.81E-02	5.67E-08	15.8
10:30	1.0756	1.01E+03	2.03E-05	1.82E-05	0.7029	2.83E-02	5.67E-08	17.7
11:00	1.0754	1.01E+03	2.04E-05	1.82E-05	0.7027	2.86E-02	5.67E-08	18.3
11:30	1.069	1.01E+03	2.05E-05	1.92E-05	0.7027	2.88E-02	5.67E-08	20
12:00	1.056	1.01E+03	2.05E-05	1.83E-05	0.7025	2.90E-02	5.67E-08	20.5
12:30	1.021	1.01E+03	2.06E-05	1.98E-05	0.7020	2.93E-02	5.67E-08	21.1
13:00	1.011	1.01E+03	2.07E-05	1.98E-05	0.7011	2.95E-02	5.67E-08	22.5
13:30	0.9999	1.01E+03	2.08E-05	1.99E-05	0.6999	2.98E-02	5.67E-08	24.4
14:00	0.9998	1.01E+03	2.07E-05	1.99E-05	0.6999	3.00E-02	5.67E-08	23.5
14:30	0.998	1.01E+03	2.06E-05	2.07E-05	0.6900	2.98E-02	5.67E-08	23.2
15:00	1.015	1.01E+03	2.07E-05	2.07E-05	0.7015	2.95E-02	5.67E-08	24.4
15:30	1.025	1.01E+03	2.06E-05	1.99E-05	0.7018	2.93E-02	5.67E-08	25.1
16:00	1.038	1.01E+03	2.05E-05	1.83E-05	0.7021	2.90E-02	5.67E-08	24.5
16:30	1.057	1.01E+03	2.04E-05	1.82E-05	0.7023	2.86E-02	5.67E-08	19.1
17:00	1.0756	1.01E+03	2.03E-05	1.82E-05	0.7025	2.81E-02	5.67E-08	17.9

CONTINUACIÓN... CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR

HORA	$\frac{h-r}{\left(\frac{W}{m^2K}\right)}$	T-vidrio [°C]	$\frac{hc-p}{\left(\frac{W}{m^2K}\right)}$	$\frac{hc-a}{\left(\frac{W}{m^2K}\right)}$	$\frac{U_t}{\left(\frac{W}{m^2K}\right)}$	$\frac{U_b}{\left(\frac{W}{m^2K}\right)}$	$\frac{U'}{\left(\frac{W}{m^2K}\right)}$	$\frac{h_e}{\left(\frac{W}{m^2K}\right)}$	F'
10:00	7.07	43.93	7.80	9.69	4.32	2.32	5.94	1.23	0.17
10:30	7.14	48.30	7.73	10.07	4.37	2.31	6.02	1.01	0.14
11:00	7.16	50.47	7.77	11.63	4.66	2.32	6.30	1.05	0.14
11:30	7.26	53.70	8.66	11.51	4.94	2.39	6.51	2.33	0.26
12:00	7.28	55.07	7.94	11.02	4.61	2.33	6.27	1.12	0.15
12:30	7.34	54.50	8.10	9.65	4.40	2.34	6.05	1.30	0.18
13:00	7.44	55.80	8.22	9.22	4.34	2.35	6.00	1.33	0.18
13:30	7.60	56.07	8.94	12.73	5.25	2.41	6.87	2.25	0.25
14:00	7.56	54.00	8.36	8.44	4.20	2.37	5.87	1.37	0.19
14:30	7.57	52.53	8.90	13.49	5.36	2.41	6.97	2.23	0.24
15:00	7.74	51.27	8.51	14.63	5.38	2.38	7.07	1.31	0.16
15:30	8.00	48.60	9.26	8.66	4.48	2.43	6.14	2.13	0.26
16:00	9.05	40.77	9.75	10.22	4.99	2.47	6.82	1.22	0.15
16:30	9.49	32.83	10.54	12.35	5.69	2.51	7.51	1.82	0.19
17:00	10.11	30.37	11.13	12.31	5.85	2.55	7.73	1.78	0.19

CONTINUACIÓN... CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR

HORA	$\frac{U_L}{W}$ $(\frac{W}{m^2 K})$	FR	QU (W)	$\Delta T/I$ $(W/m^2 K)$	$\frac{FR U_L}{W}$ $(\frac{W}{m^2 K})$	FR($\alpha\tau$)	η Instantánea	η Ec. Hottel-Whillier-Bliss
10:00	6.91	0.17	299.88	0.35	1.15	0.12	16.5	10.56
10:30	6.96	0.14	257.43	0.46	0.96	0.10	14.4	8.65
11:00	7.29	0.14	228.04	2.34	1.00	0.10	12.3	8.53
11:30	7.67	0.26	406.11	2.74	2.00	0.18	20.1	15.84
12:00	7.25	0.15	221.94	3.19	1.06	0.10	11.5	8.92
12:30	7.02	0.17	257.34	3.40	1.21	0.12	13.9	10.49
13:00	6.96	0.18	256.28	3.30	1.23	0.12	13.4	10.62
13:30	8.02	0.24	313.41	3.21	1.95	0.17	16.3	13.80
14:00	6.80	0.18	219.35	3.49	1.26	0.13	12.5	10.83
14:30	8.15	0.24	231.81	3.66	1.95	0.17	14.6	13.21
15:00	8.14	0.15	123.80	3.55	1.24	0.11	9.7	8.00
15:30	7.16	0.25	204.47	2.88	1.82	0.18	17.3	13.08
16:00	7.75	0.15	59.63	2.30	1.14	0.10	6.8	7.19
16:30	8.55	0.19	51.70	3.44	1.63	0.13	9.6	8.45
17:00	8.75	0.18	28.46	3.46	1.60	0.13	6.5	7.63

HOJA DE DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE SECADO HÍBRIDO

HORA	Energía solar (MJ/m²)	Energía por combustión (MJ)	Peso muestra 1 (gr)	Peso muestra 3 (gr)	Peso muestra 5 (gr)	Peso muestra 7 (gr)	Peso muestra 9 (gr)	Promedio (gr)	Eficiencia η (%)
10:00	3.3012		24.6	25.6	28	26	22.1	25.26	-
11:00	3.7332	3.9185	21.9	22.2	25.7	24.5	20.2	22.9	46.58
12:00	3.852	3.9185	18	20.5	23.7	23.5	18.9	20.92	38.30
13:00	3.7656	3.688	14.6	19.2	22.8	22.4	18	19.4	30.48
14:00	3.456	3.227	11.8	18.3	22.1	21.4	16.2	17.96	31.97
15:00	3.132	3.227	8.7	16.5	20.7	19.9	13.6	15.88	49.26
16:00	2.448	3.227	6.6	15.2	19.6	18.6	11.6	14.32	42.99
17:00	1.3572	4.61	4.4	13.2	17.8	16.9	9.6	12.38	58.30
18:00	0.0432	4.61	2.9	12	16.6	16.1	8.7	11.26	51.19
19:00	-	4.61	1.7	10.7	14.7	14.7	6.8	9.72	71.62
20:00	-	4.61	1.2	9.3	13.4	13.5	5.3	8.54	54.88
21:00	-	4.149	1.1	8.1	12.1	12.3	4.1	7.54	51.67

HOJA DE DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE SECADO SOLAR

HORA	Energía solar (MJ/m ²)	Peso muestra 1 (gr)	Peso muestra 3 (gr)	Peso muestra 5 (gr)	Peso muestra 7 (gr)	Peso muestra 9 (gr)	Promedio (gr)	Eficiencia η (%)
10:30	3.56	19	20.9	18	19.3	20	19.44	-
11:00	3.59	18.4	20.6	17.3	19	19.6	18.98	16.28
11:30	3.59	17.8	20.2	16.7	18.8	19.4	18.58	14.14
12:00	3.59	17.2	19.9	16	18.5	19.1	18.14	15.56
12:30	3.67	16	19.6	15.6	18.1	18.7	17.6	18.70
13:00	3.69	15.2	19.1	15.4	17.8	18.2	17.14	15.85
13:30	3.54	14.3	18.8	15.2	17.5	17.8	16.72	15.06
14:00	3.49	13.1	18.4	14.9	17.2	17.4	16.2	18.93
14:30	3.12	12.5	18.2	14.6	16.7	16.8	15.76	17.90
15:00	2.5	11.6	17.7	14.3	16.2	16.6	15.28	23.78
15:30	2.28	10.9	17.4	14	15.7	16.4	14.88	22.22
16:00	1.80	10.6	17	13.8	15.3	16.1	14.56	22.52
16:30	0.9	10.3	16.8	13.5	14.9	15.8	14.26	42.39
17:00	0.61	9.7	16.4	13.3	14.1	15.4	13.78	88

17:30	0.43	9.4	16.2	13.2	13.5	15.2	13.5	-
10:00	2.98	9	15.4	13.1	13	14.4	12.98	22.13
10:30	3.36	8.7	15.2	12.89	12.6	14.2	12.718	9.90
11:00	3.54	7.8	14.8	12.7	12.2	13.9	12.28	15.71
11:30	3.6	7.3	14.5	12.1	12	13.6	11.9	13.42
12:00	3.85	6.8	14.2	12	11.7	13.5	11.64	8.58
12:30	3.87	6.4	13.8	11.9	11.5	13.3	11.38	8.54
13:00	3.70	5.9	13.5	11.7	11	12.8	10.98	13.72
13:30	3.56	5.5	13.3	11.5	10.6	12.5	10.68	10.70
14:00	3.52	5.3	13	11.4	10.4	12.3	10.48	7.21
14:30	3.27	5.1	12.8	11.3	9.9	11.9	10.2	10.87
15:00	3.042	4.7	12.5	11.1	9.4	11.6	9.86	14.18
15:30	2.43	4.3	12	10.8	8.9	11.3	9.46	20.93
16:00	1.76	3.9	11.6	10.5	8.6	10.9	9.1	26.22
16:30	1.48	3.4	11.1	10.3	8.3	10.5	8.72	32.50
17:00	1.13	3.1	10.8	10	7.8	10.1	8.36	40.24
10:00	3.06	2.8	10	9.8	7.5	9.8	7.98	15.79

10:30	3.32	2.5	9.4	9.5	7.2	9.4	7.6	14.32
11:00	3.66	2	8.8	9.3	6.9	8.9	7.18	14.82
11:30	3.78	1.8	8.3	9	6.7	8.6	6.88	10.09
12:00	2.54	1.6	7.9	8.7	6.4	8.4	6.6	14.01
12:30	3.17	1.4	7.3	8.4	6.2	7.9	6.24	14.420
13:00	4.32	1.4	6.9	8.1	5.8	7.1	5.86	11.18
13:30	4.01	1.3	6.6	7.7	5.5	6.7	5.56	9.50
14:00	3.58	1.2	5.9	7.4	5.4	6.3	5.24	11.35
14:30	3.31	1.1	5.3	7.1	5.3	6	4.96	10.74
15:00	3.06	1.1	5.1	6.8	5.1	5.7	4.76	8.29
15:30	2.89	1	4.9	6.6	5	5.1	4.52	10.55
16:00	2.66	1	4.8	6.1	4.6	4.9	4.28	11.45
16:30	1.19	1	4.6	5.4	4.4	4.6	4	29.79
17:00	0.48	0.9	4.3	5.3	4.2	4.3	3.8	52.34
17:30	0.30	0.9	3.9	5.2	4	4	3.6	-
10:00	3.06	0.9	3.5	5	3.8	3.7	3.38	9.14
10:30	3.42	1	3.2	4.7	3.6	3.4	3.18	7.43

11:00	3.67	0.9	3	4.2	3.475	3.1	2.935	8.47
11:30	3.59	0.9	2.9	3.8	3.2	3	2.76	6.18
12:00	2.94	0.9	2.8	3.6	3	2.8	2.62	6.04
12:30	2.52	0.9	2.6	3.5	2.9	2.5	2.48	7.06
13:00	2.7	0.9	2.4	3.3	2.6	2.3	2.3	8.47
13:30	2.95	0.9	2.2	3	2.5	2.1	2.14	6.89
14:00	3.65	0.9	2	2.8	2.3	1.9	1.98	5.56
14:30	3.52	0.9	1.9	2.6	2	1.7	1.82	5.76
15:00	3.24	0.9	1.8	2.4	1.9	1.6	1.72	3.92
15:30	3.43	0.9	1.7	2.1	1.7	1.5	1.58	5.19
16:00	3.52	0.9	1.6	1.9	1.5	1.5	1.48	3.60

HOJA DE DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE SECADO CON GAS-LP

HORA	Energía por combustión (MJ)	Peso muestra 1 (gr)	Peso muestra 3 (gr)	Peso muestra 5 (gr)	Peso muestra 7 (gr)	Peso muestra 9 (gr)	Promedio (gr)	Eficiencia η (%)
11:50	5.071	18	14	13.9	21.2	17.7	16.96	65.49
12:50	4.98	16.2	11.9	13.3	20.1	16.3	15.56	86.08
13:50	5.03	13.7	9.6	12.3	18.7	14.3	13.72	91.69
14:50	5.00	10.8	7.2	11.3	16.9	12.6	11.76	81.40
15:50	3.227	7.9	5.7	10.3	15.1	11.1	10.02	84.21
16:50	4.90	5.2	4	9.4	13.1	9.4	8.22	60.82
17:50	4.99	3.6	3.1	8.7	11.5	7.7	6.92	58.01
18:50	5.01	2.6	2.5	8	9.6	5.7	5.68	39.30
19:50	5.10	2.1	2	7.1	8.5	4.5	4.84	40.23
11:50	4.98	1.7	1.5	6.3	6.9	3.5	3.98	40.23
12:50	4.90	1.2	1.1	5.5	5.4	2.4	3.12	33.68
13:50	5.03	1.1	0.8	4.2	4.2	1.7	2.4	14.03
14:50	5.00	1.1	0.8	3.7	3.4	1.5	2.1	13.10

REFERENCIAS

Al-Juamily, K., Khalifa, A., & Yassen, T. (2007). Testing of the performance of a fruit and vegetable solar drying system in Iraq. *Desalination*. 163-170.

Bach, H., Neurot, N. (1998). *The properties of optical glass*. Ed. Springer, Mainz Germany p.295

Bennamoun, L., & Belhamri, A. (2003). Design and simulation of a solar dryer for agriculture products. *Journal of food engineering*. 59: 259-266

Condorí, M., & Saravia L. (2003). Método para caracterizar la eficiencia térmica de un colector solar de aire con acumulación de calor en el absorbedor. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. 7, N° 2. ISSN 0329-5184

Duffie, J., & Beckman, W. (1980). *Solar energy of thermal processes*. First Edition. Ed. Wiley-Interscience Publication USA

Ekechukwu, O.V., & Norton B. (1999a). Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology. *Energy Conversion & Management* 40: 615-655

Ekechukwu, O.V., & Norton B. (1999b). Review of solar-energy drying systems III: low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications. *Energy Conversion & Management* 40: 657-667

Gama, J. (2007). Análisis teórico-experimental de un deshidratador solar combinado [térmico-fotovoltaico] para el tratamiento de arroz [Tesis de maestría], Centro de Investigación en Energía-UNAM, Temixco, Mor. México.

Gas y petroquímica básica. (2007). Hoja de datos de seguridad para sustancias químicas, PEMEX.

Gordon, J. (2001). *Solar energy the state of the art*. Ed. International solar energy society.

Goswami, Y., & Martin C., (2005). Solar energy pocket reference. International Solar Energy Society.

Hsieh, S., (1986). Solar Energy Engineering. Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, New Jersey.

Horst, B., (1996). Automotive Handbook (4th ed.). Stuttgart: Robert Bosch GmbH. 238–239. ISBN 083760331

Ibañez, J. Rosell J., & Rosell U., (2005). Tecnología Solar, Ed. Mundi Prensa. Madrid. p 91-132.

Jaishree, P., Vijay V., Tiwari G., & Sorayan V., (2006). Study on performance evaluation of hybrid drier for turmeric (*Curcuma longa* L.) drying at village scale. Journal of Food Engineering. 75, 497–502

Kalogirou, S., (2009). Solar energy engineering: processes and systems. 1st ed. Elsevier's Science & Technology. Oxford, UK.

Karim, M.A. & Hawlader, M.N.A., (2004). Development of solar air collectors for drying applications. Energy Conversion and Management. 45: 329–344.

Koyuncu, T., (2005). Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications. Renewable Energy. 20: 1–16.

Kilian, A. V. (2009). Solar collectors: Energy Conservation, Design and Applications. Nova Science Publishers, Inc. New York.

Leon, M., Kumar S., Bhattacharya S., (2002). A comprehensive procedure for performance evaluation of solar food dryers. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 6: 367–3937

Martin, C. & Goswami, D. (2005). Solar Energy Pocket Reference. International Solar Energy Society. Ed. Earthscan. Germany.

Massipe, R. Hernández J., Husseyn W., Alonso T., Duharte, G., & Abdala, J., (2007). Métodos de ensayos del comportamiento térmico del colector solar integral "Compacsol". Centro de Investigaciones de Energía Solar (CIES). Tecnología Química Vol. XXVII, No.1.

Mathioulakis, E., Karathanos V. T. & Belessiotis V. G., (1998). Simulation of air movement in a dryer by computational fluid dynamics: Application for the Drying of Fruits. Journal of food engineering. 36: 183-200.

Maupoey, P., Andrés A., & Barat J., (2001). Introducción al secado de alimentos por aire caliente. Universidad politécnica de Valencia. pp 17-37

Navarrete, J. & Torres E., (2008). Exergy analysis of a rock bed thermal storage system. *Int. J. Exergy*, 5,18-30.

Njomo, D. & Daguene M., (2006). Sensitivity analysis of thermal performances of flat plate solar air heaters. Heat Mass Transfer 42: 1065-1081

Ong K. (1999). Solar dryers in the Asia-Pacific region. Renewable Energy. 16, 779-784.

Parm, P. S., Sukhmeet Singh, S.S. Dhaliwal. (2006). Multi-shelf domestic solar dryer. Energy Conversion and Management 47, 1799-1815

Polo, C., & Torres H. (s.f.). Métodos experimentales para la evaluación de colectores y termas solares. Centro de Energías Renovables de Tacna (CERT). Tacna Peru

Potdukhe, P., & Thombre S. (2008). Development of a new type of solar dryer: Its mathematical modeling and experimental evaluation. International Journal of Energy Research. 32, 765-782

Ramana, M. (2009). A review of new technologies, models and experimental investigations of solar driers. Renewable and Sustainable Energy Reviews.13: 835-844

Rincón, M. (1999). Estado del arte de la investigación en energía solar en México. México: Fundación ICA.

Santos, B., Queiroz M., & Borges T. (2005). A solar collector design procedure for crop drying. Brazilian Journal of Chemical Engineering. 22: 277–284.

Sreekumar, A., Manikantan, P., & Vijayakumar K. (2008). Performance of indirect solar cabinet dryer. Energy Conversion and Management. 49, 1388–1395

Tiwari, G.N. (2008). Solar energy fundamentals, design, modelling and applications. Alpha science international ltd. Pangbourne England p.194-200

Tokar, GM. (1997). Food drying in Bangladesh. Agro-based industries and technology project (ATDP), IFDC, Dhaka 1213.

Treybal, R. (1968). Mass transfer operations. 2nd Edition. McGraw-Hill. Tokio. p. 176-215.

Turhan K., İlkay T. & Yunus P. (2007). Characteristics and heat energy requirement of cornelian cherry fruits (*Cornus mas* L.). Journal of food engineering. 78, 735-739

Wenfeng, G., Wenxian L., Tao L., & Chaofeng X. (2007). Analytical and experimental studies on the thermal performance of cross-corrugated and flat-plate solar air heaters. Applied Energy. 84, 425–441