



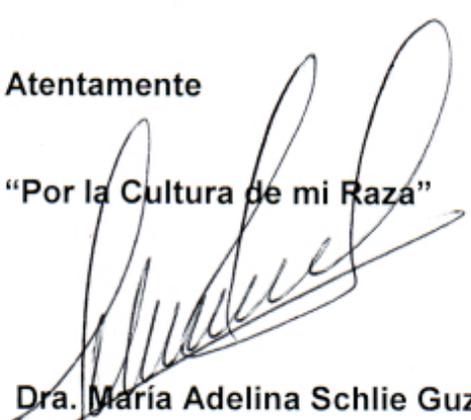
Tuxtla Gutiérrez, Chiapas
09 de julio de 2015
Oficio No. DIP-332/2015

C. Enrique Abdala Mojica Castillo
Candidato al Grado de Maestro
en Ciencias en Desarrollo Sustentable
P r e s e n t e.

En virtud de que se me ha hecho llegar por escrito la opinión favorable de la Comisión Revisora que analizó su trabajo de tesis denominado “**Desarrollo de un Sistema de Deshidratado Multipropósito Solar-Biogás**” y que dicho trabajo cumple con los criterios metodológicos y de contenido, esta Dirección a mi cargo le **autoriza la impresión** del documento mencionado, para la defensa oral del mismo, en el examen que usted sustentará para obtener el Grado de Maestro en Ciencias en Desarrollo Sustentable. Se le pide observar las características normativas que debe tener el documento impreso y entregar en esta Dirección un tanto empastado del mismo.

Atentamente

“Por la Cultura de mi Raza”


Dra. María Adelina Schlie Guzmán
Directora.



C.c.p. Expediente



**UNIVERSIDAD DE CIENCIAS
Y ARTES DE CHIAPAS
FACULTAD DE INGENIERÍA**

T E S I S

**DESARROLLO DE UN SISTEMA
DE DESHIDRATADO
MULTIPROPÓSITO
SOLAR-BIOGÁS**

TESIS PRESENTADA PARA OBTENER EL GRADO DE:

**MAESTRO EN CIENCIAS EN DESARROLLO
SUSTENTABLE**

CON PERFIL EN:

ENERGÍAS RENOVABLES

PRESENTA:

ING. ENRIQUE ABDALA MOJICA CASTILLO

DIRECTOR(ES) DE TESIS:

**DR. JOEL PANTOJA ENRÍQUEZ
DR. GUILLERMO ROGELIO IBÁÑEZ DUHARTE**

TUXTLA GUTIÉRREZ, CHIAPAS, JULIO 2015.

Tesis presentada por

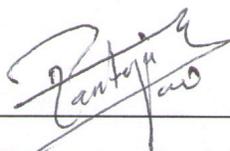


Enrique Abdala Mojica Castillo

Aspirante al Título de:

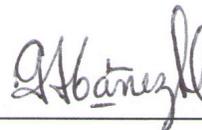
Maestra en Ciencias en Desarrollo Sustentable.

Aceptada por el Comité Tutorial:



Dr. Joel Pantoja Enríquez

Director de Tesis



Dr. Guillermo R. Ibáñez Duharte

Co-Director de Tesis



Dr. Joel Moreira Acosta

Asesor de Tesis



Dr. Pascual López de Paz

Asesor de Tesis

Junio de 2015.

*¡Tú gran astro! ¡Qué sería de tu felicidad si no tuvieras aquellos a
quienes iluminas!*

“Also sprach zarathustra”

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas y al Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico en Energías Renovables que me permitió el uso de las instalaciones y las facilidades prestadas para el desarrollo de la presente tesis.

Al Dr. Guillermo Ibáñez, Dr. Joel Moreira Acosta, Dr. Roilan Iglesias, Dr. Juan Andrés Reyes Nava, Dr. Pascual López de Paz, Dr. Félix Domínguez y especialmente al Dr. Joel Pantoja Enríquez, por su invaluable apoyo en todo momento, la guía y su amistad.

A mis amigos, M.C. Alejandra Pardo, Ing. Juana María Hernández, M.C. Eduardo Lara, M.C. Luis Hernández por su apoyo en los experimentos y elaboración de la presente. Al M.C. Gabriel Flores, Rebeca, Isaac, Ricardo, Ruth, Orquídea, Mariana, Miguel, Aarón y todos quienes han compartido el proceso de elaboración de esta tesis.

A mi familia, por todo su apoyo y cariño, a mi madre Carmen del Rosario, Yoav y Gloria.

RESUMEN

La presente investigación muestra el desarrollo de un sistema de deshidratado multipropósito Solar-Biogás que permite la deshidratación de diversos productos empleando energía solar y la energía obtenida de la combustión del biogás como sistema de soporte térmico. El sistema Solar-Biogás permite la extensión del periodo de secado, mientras que en sistema solar está restringido a la operación durante las horas con radiación y se encuentran ligeramente arriba de la temperatura ambiente, el sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás permite el control de la temperatura al interior de la cámara y la operación del sistema en horas sin radiación solar. El sistema está compuesto por una cámara de secado sellada herméticamente para evitar las pérdidas de energía, un colector solar a dos aguas, un calentador comercial de gas donde se quema el biogás, una línea de tuberías que permite el flujo del fluido de trabajo al interior de la cámara de secado y la transferencia de calor por medio de un intercambiador de calor de placas planas. El biogás empleado proviene del tratamiento anaerobio de residuos agroindustriales como estiércol vacuno. El Sistema Solar-Biogás permite la reducción de los costos operativos para el tratamiento post cosecha de productos y garantiza el suministro de los mismos, el tratamiento de residuos como el estiércol permite la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y el uso de recursos renovables hacia el desarrollo sustentable.

Palabras Clave: Solar, Biogás, sistema de deshidratado.

ABSTRACT

This research presents the development of a multipurpose dehydration system that allows dehydration of several products using solar energy and the energy from the biogas combustion as a support system. The Solar-Biogas system provides the extension of the drying period. While a common solar dryer is restricted to operate over the hours with solar radiation and have no control on the temperature, the solar-biogas dehydration system allows the control over the temperature inside the drying chamber and the operation of the system on hours with no solar radiation. The system is composed of a drying chamber that is hermetically sealed for avoiding energy wastes, a gable solar collector, a biogas burner, a pipeline that allows the flux into the drying chamber and a heat exchanger. The biogas used comes from the anaerobically treatment of cows' manure. The solar-biogas dehydration system provides the reduction on operating costs for the post-harvesting treatment for the products and guarantees the supply of it, the treatment of a waste, such as manure, the reduction of emission of greenhouse gases and the use of renewable resources toward the sustainable development.

Keywords: Solar, Biogas, Dehydration system.

ÍNDICE

Lista de Figuras	iv
Lista de Tablas	ix

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

1.1 Introducción	1
1.2 Planteamiento del problema	5
1.3 Justificación	8
1.4 Objetivos	10
1.4.1 General	10
1.4.2 Específicos	10
1.5 Hipótesis	11
1.6 Antecedentes	11

CAPÍTULO II. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Introducción	14
2.2 Sistemas Solares	15
2.2.1 Fuente	16
2.2.1.1 La Constante Solar	20
2.2.1.2 Factores geométricos y físicos que afectan los flujos de energía de radiación	22
2.2.1.3 Componentes de la radiación solar y factores que afectan la cantidad de radiación disponible	27
2.2.1.4 Cuantificación de la energía solar de radiación	30
2.2.1.5 Estimación de la irradiancia directa sobre una superficie	31
2.2.1.6 Estimación de la radiación directa sobre una superficie horizontal	32

2.2.2	Conceptos y definiciones de transferencia de calor	33
2.2.2.1	Radiación	33
2.2.2.2	Conducción	38
2.2.2.3	Convección	41
2.2.3	Colectores Solares	48
2.2.3.1	Colectores Solares de Aire con Cubierta	57
2.2.3.2	Análisis térmico en estado Estable	58
2.2.4	Secadores Solares	62
2.2.4.1	Clasificación de los Secadores Solares	64
2.2.4.2	Principios de Secado Solar	65
2.2.4.2.1	Humedad	66
2.2.4.2.2	Contenido de Humedad	67
2.2.4.2.3	Humedad de Equilibrio	68
2.2.4.3	Velocidad y tiempo de Secado	68
2.2.4.3.1	Velocidad de Secado	68
2.2.4.3.2	Tiempo de Secado	71
2.2.4.3.3	Eficiencia de Secado	71
2.3	Sistemas de Biodigestión anaerobia	72
2.3.1	Biodigestor	85
2.3.2	Biogás	85

CAPÍTULO III. METODOLOGÍA

3.1	Introducción	88
3.2	Diseño del Secador Solar	89
3.3	Diseño del Biodigestor	104
3.4	Construcción del Sistema de Deshidratado Solar-Biogás	113
3.5	Evaluación del Sistema de Deshidratado Solar-Biogás	117

CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Introducción	121
4.2 Resultados de Diseño	122
4.2.1 Secador	122
4.2.2 Biodigestor	126
4.3 Caracterización térmica del sistema de deshidratado Solar-Biogás	128
Conclusiones	134
Anexos	137
Bibliografía	140

Lista de Figuras

Figura 1. Estructura Esquemática del Sol

Figura 2. Ciclo Protón-Protón

Figura 3. Parámetros de relación Tierra-Sol

Figura 4. Movimiento de Rotación y Traslación

Figura 5. Latitud y Longitud

Figura 6. (a) Ángulo cenit, pendiente, ángulo acimut de la superficie y ángulo acimut solar para una superficie inclinada. (b) Vista superior que muestra al ángulo acimut (Adaptado de Duffie y Beckman, 1991).

Figura 7. Espectro Electromagnético

Figura 8. Componentes de la Radiación Solar

Figura 9. Componentes de un colector solar plano

Figura 10. Absorción de la radiación solar por un colector plano

Figura 11. Circuito térmico de un colector solar con dos cubiertas de vidrio.

Figura 12. Red térmica equivalente para un colector solar plano.

Figura 13. Factores involucrados en el análisis térmico de un colector solar de placa plana (López. 2011)

Figura 14. Representación de la resistencia térmica de las pérdidas de calor en el colector solar de placa plana con una cubierta de vidrio

Figura 15. Diseños típicos de secadores solares (Martin *et al.* 2005)

Figura 16. Curva de Secado

Figura 17. Fases de la fermentación anaerobia y poblaciones de microorganismos:
1) Bacterias hidrolíticas-acidogénicas; 2) Bacterias acetogénicas; 3) Bacterias homoacetogénicas; 4) Bacterias metanogénicas hidrogenófilas; 5) Bacterias metanogénicas acetoclásticas (GIRO. 2005)

Figura 18. Comportamiento del proceso de Digestión anaerobia en función de la Temperatura. (Mata-Álvarez, 2004)

Figura 19. Flujo de DQO (Demanda Química de Oxígeno) en el proceso de digestión anaerobia de materia orgánica particulada, formada por un 10% de materiales inertes y un 90% de hidratos de carbono, proteínas y lípidos, a partes iguales. El ácido propiónico (HPr, 10%), ácido butírico (HBu, 12%) y ácido valérico (HVal,7%) se han agrupado para simplificar el esquema. AGCL: ácidos grasos de cadena larga. (Batstone *et al.* 2002)

Figura 20. Diseño mecánico de la cámara de secado

Figura 21. Diseño mecánico de las bandejas del secador solar

Figura 22. Diseño mecánico del colector a dos aguas del secador solar

Figura 23. Corte transversal del colector solar a dos aguas

Figura 24. Vista final del diseño mecánico del secador solar

Figura 25. Estructura del secador solar

Figura 26. Construcción del colector solar

Figura 27. Instalación del sistema de flujo forzado del secador solar

Figura 28. Ensamblado del secador solar

Figura 29. Vista frontal del secador solar

Figura 30. Vista lateral del secador solar

Figura 31. Diseño mecánico del Biodigestor

Figura 32. Diseño del sistema de remoción

Figura 33. Vista superior de Biodigestor

Figura 34. Vistas laterales de Biodigestor

Figura 35. Perforaciones laterales de Biodigestor

Figura 36. Ensamble de los adaptadores roscables

Figura 37. Ensamble de las tuberías de entrada y salida del biodigestor

Figura 38. Ensamble del sistema de remoción

Figura 39. Acoplamiento del sistema de remoción

Figura 40. Instalación de la base del sistema de remoción

Figura 41. Fijación del sistema de remoción

Figura 42. Sellado de la tapa del biodigestor

Figura 43. Atornillado de la tapa del biodigestor

Figura 44. Instalación del Biodigestor

Figura 45. Montaje del soporte para el radiador

Figura 46. Montaje del radiador

Figura 47. Radiador instalado

Figura 48. Instalación del sistema de tuberías

Figura 49. Acoplamiento del sistema de tuberías

Figura 50. Instalación del calentador comercial

Figura 51. Instalación del sistema de combustión de biogás

Figura 52. Flujómetro (medidor de consumo de biogás)

Figura 53. Dispositivo de adquisición de datos USB-502-LCD

Figura 54. Sistemas de adquisición de datos USB-502-LCD numerados

Figura 55. Instalación del dispositivo No. 1 adquisición de datos sobre el colector

Figura 56. Instalación del dispositivo No. 2 adquisición de datos sobre el radiador

Figura 57. Instalación del dispositivo No. 3 adquisición de datos sobre la bandeja más cercana al colector

Figura 58. Instalación del dispositivo No. 4 adquisición de datos sobre la bandeja intermedia

Figura 59. Instalación del dispositivo No. 5 adquisición de datos en la parte inferior del secador

Figura 60. Gráfica de temperatura y radiación en modo solar

Figura 61. Gráfica de temperatura y radiación en modo solar-biogás con bajo flujo de biogás

Figura 62. Gráfica de temperatura y radiación en modo solar-biogás con medio flujo de biogás

Figura 63. Gráfica de temperatura y radiación en modo solar-biogás con alto flujo de biogás

Figura 64. Gráfica de temperatura y humedad del nopal durante el periodo de secado en modo Solar-Biogás con alto flujo de biogás

Lista de Tablas

Tabla 1. Simbología Angular

Tabla 2. Ángulos en Coordenadas Locales

Tabla 3. Variación Angular de la Absortancia para la pintura negra

Tabla 4. Valores Constantes para Convección Forzada

Tabla 5. Demanda Energética por Producto

Tabla 6. Parámetros de Diseño del Secador

Tabla 7. Parámetros de Operación del Biodigestor

CAPÍTULO I

Introducción

1.1 Introducción

La humanidad se encuentra en un momento clave de desarrollo, pues mientras los problemas ambientales por el desmedido crecimiento del actual sistema económico basado en los combustibles fósiles se hacen más latentes, se presentan dilemas importantes para la subsistencia de la humanidad entre los cuales resalta la incapacidad de garantizar la seguridad alimentaria, toda vez que aun cuando nos encontramos en momentos históricos en los que la humanidad tiene la mayor producción de alimentos, la accesibilidad a los mismos se encuentra restringida; entre otras cosas por las políticas mercantiles que maneja el sistema capitalista, el crecimiento de las ciudades, el abandono del campo, la privatización de las semillas y la ausencia o deficiencia en los sistemas de tratamiento post-cosecha de los alimentos que lleva al desperdicio de grandes cantidades de los mismos.

La deficiencia y/o carencia de sistemas de tratamiento post-cosecha en México tiene como consecuencia la pérdida de grandes cantidades de cultivos alimentarios que implican entre otras cosas, el encarecimiento de los mismos y la restricción del acceso a ellos. Esta situación limita lograr la seguridad alimentaria y es tan palpable como el hecho de la creación de programas institucionales del gobierno Mexicano que buscan permitir el acceso a la población del país a los alimentos, incluyendo en esto la mejora de mecanismos de protección contra riesgos que puedan generar inseguridad alimentaria: desastres, emergencias,

sequías, conflictos y fluctuaciones económicas; que se pueden traducir en programas que dirijan esfuerzos hacia la soberanía alimentaria (Diario Oficial de la Federación, enero de 2013).

El secado, como sistema de conservación de alimentos, ha sido empleado por la humanidad desde los principios de la agricultura pues permite disminuir el contenido de humedad en los alimentos reduciendo la posibilidad de deterioro por procesos biológicos. La forma tradicional de secado de alimentos ha sido mediante el aprovechamiento de la energía solar en lo que se conoce como secado a cielo abierto o secado de patio, que a pesar de permitir la reducción del contenido de humedad de los alimentos de manera eficaz presenta desventajas importantes, toda vez que los alimentos son expuestos a las condiciones climatológicas, a la contaminación por partículas suspendidas en el aire e incluso la infestación por insectos, roedores y aves; además de las pérdidas de propiedades como el olor, sabor, textura, aspecto y en ocasiones pérdidas de propiedades alimenticias; es decir, baja calidad en el proceso de secado.

Por otra parte, existen diversos sistemas de secado, particularmente para producciones en masa, que emplean como fuente de energía a los combustibles fósiles y que permiten el secado de manera eficaz pero encarecen el proceso de producción y su uso está asociado a la emisión de gases de efecto invernadero causantes del cambio climático.

Ante estas condiciones y contribuyendo a la idea de soberanía alimentaria, que plantea la producción local de los alimentos, se han desarrollado a través de la historia diversos sistemas de deshidratado solar que si bien permiten reducir los riesgos de contaminación de los mismos, no emiten gases de efecto invernadero

en su uso y reducen las pérdidas de producción; presentan limitantes como el uso restringido a los periodos con insolación y la falta de control sobre el proceso de secado, han surgido propuestas que desarrollaron sistemas híbridos de secado que van desde la inclusión de fuentes fósiles de energía a los procesos solares hasta la combustión de biomasa para reducir las limitantes de ambos sistemas para garantizar así la mejora en la calidad del secado respecto a la forma tradicional.

La presente tesis tiene como objetivo principal diseñar, construir y evaluar un sistema de deshidratado multipropósito, que integre como fuentes de energía al sol y la combustión del biogás generado a partir de residuos agroindustriales.

Este sistema incorpora al biogás, obtenido a partir de la biodigestión anaerobia de residuos agroindustriales y/o estiércol, como soporte térmico que permite reducir el tiempo de secado, regular la temperatura de secado y operar en dos formas de acuerdo a los requerimientos necesarios para un proceso de deshidratado de calidad; además de incluir un análisis del aporte energético del colector solar y la combustión al proceso de secado.

Esta tesis se encuentra estructurada en cinco capítulos desde donde se abordan las diversas etapas de la investigación y que llevan al logro del objetivo planteado para la solución de la problemática identificada a través de la aplicación de las diversas leyes y teorías físicas que soportan el carácter científico de esta investigación y que son aplicadas en el estudio experimental y presentadas en las conclusiones generales. Cada capítulo es descrito a continuación.

En el capítulo uno se hace un análisis de las generalidades de la investigación que aborda las características principales que sustentan esta investigación, los alcances, el proceso de elaboración y la estructuración de la misma.

El capítulo dos presenta los fundamentos teóricos de los sistemas de secado solar así como del proceso de secado, además de presentar los fundamentos de obtención de biogás a través de la biodigestión anaerobia y su almacenamiento.

En el capítulo tres se aborda el conjunto de procesos para el diseño, construcción y evaluación del sistema solar biogás así como los aspectos que se tomaron en cuenta en el procesado de los datos.

El capítulo cuatro corresponde al análisis del estudio experimental donde se presentan los resultados del diseño, construcción y la evaluación en las formas de operación del sistema.

Finalmente, el capítulo cinco refiere al análisis de los resultados obtenidos en la evaluación experimental, conclusión general, trabajos futuros, referencias bibliográficas y anexos que incluyen de manera detallada los datos involucrados en el análisis experimental.

1.2 Planteamiento del problema

El desarrollo humano posterior a la revolución industrial ha logrado un crecimiento económico importante, particularmente en países industrializados, que ha impactado en cambios profundos en los ambientes locales y globales. Estos logros han permitido a la sociedad acceder a niveles de confort nunca antes vistos e influenciado profundamente en el comportamiento de las sociedades y su relación con el ambiente y los recursos provenientes del mismo así como los niveles de energía consumida para satisfacer las crecientes necesidades y niveles de vida. Una buena parte de las demandas por recursos y energía es justificable para mejorar el bienestar de las sociedades y sus expectativas de desarrollo para el futuro. Otra buena parte es difícil de justificar, ya que proviene del deseo de alcanzar o sostener niveles de bienestar que caen ya en el desperdicio y el lujo superficial. Por décadas las sociedades de países industrializados y económicamente más ricos se ha ido acostumbrando a vivir con niveles de afluencia económica cada vez mayor, que implica grandes consumos de energía y recursos cuyos impactos ambientales son ignorados por ellos, pues es considerado como parte normal y justa de su modo de vida. Las sociedades que viven en países menos industrializados y dotados económicamente, aspiran a que el estándar de vida de los países industrializados debe ser automáticamente la meta a lograr a toda costa en el desarrollo de sus países. En coincidencia con este crecimiento económico a escala global se ha presentado un crecimiento poblacional fuera de control que ha hecho que la población humana haya crecido exponencialmente. (Sarukhán, 2013).

Ante estas condiciones, la humanidad se encuentra en una encrucijada de desarrollo, pues mientras los parámetros de crecimiento económico incrementan y las afectaciones al ambiente son cada vez más intensas, la desigualdad económica y el acceso a derechos básicos como la alimentación se ve limitada. Irónicamente, el proceso histórico que vivimos es quizá el periodo con más producción de alimentos en el mundo pero es también el periodo en el cual las pérdidas o desperdicio de alimentos en el mundo alcanzan hasta un tercio de la producción mundial de alimentos (FAO, 2012).

A nivel nacional, la conservación de alimentos y productos es importante para garantizar la disponibilidad de los mismos puesto que se registran pérdidas cuantiosas de calidad sanitaria y alimentaria que degradan los productos, debido, entre otras cosas a la deficiencia y/o ausencia de los procesos de conservación que permite la descomposición por microorganismos, insectos y transformaciones fisiológicas. En el país se estima una pérdida aproximada del 30 por ciento de los granos y semillas, en cuanto a frutas de temporada se estiman valores de entre el 15 y 50 por ciento de las cantidades que se cosechan (UNAM-DGCS-404).

Para reducir las pérdidas de productos alimentarios se emplean diversas técnicas de conservación entre las cuales destaca el secado por ser una de las técnicas más antiguas, que extrae la humedad de los productos para evitar la descomposición y transformaciones fisiológicas pero también permite ahorros en la transportación de los productos (Murthy, 2008); por otra parte, esta técnica de conservación se ha constituido como el proceso unitario que consume mayor cantidad de energía, demandando para algunos productos alrededor del 70% de la energía total empleada en la cadena de producción (Taylor *et al.* 2004).

El secado como una de las técnicas más antiguas y mayormente empleadas para la conservación de alimentos es realizado en nuestros días debido, entre otras cosas, a los volúmenes de producción empleando secadores que utilizan como fuente de energía a combustibles fósiles y sus derivados y/o resistencias eléctricas; lo que en años recientes ha fomentado la búsqueda de nuevas fuentes de energía que permitan llevar a cabo el secado y eliminen aspectos como el incremento en los costos, riesgo por la escasez de combustibles y las emisiones de gases de efecto invernadero inherente a su uso; estas barreras que han restringido su uso a los productores e incrementado los precios de comercialización para los usuarios finales. Es ante esta situación que el secado mediante el aprovechamiento de la energía solar cobra gran importancia pues se plantea como un proceso que cumple con las metas de cero costos de operación por combustible y cero emisiones por su funcionamiento, además en la mayoría de los casos para productores en México el recurso solar está disponible.

Por otro lado, los sistemas solares presentan barreras como la intermitencia en la disponibilidad de energía solar durante el día, la falta de control de la temperatura en los sistemas de secado y la continuidad del secado en periodos con baja insolación y durante la noche, resultando en algunos casos en una baja calidad de deshidratado de los productos y alimentos (Yang, 1982).

Ante estas limitantes presentadas por los sistemas solares, se han desarrollado investigaciones que proponen sistemas híbridos empleando la energía solar y otra fuente de energía, renovable o fósil; estas investigaciones abordan desde la inclusión de sistemas que emplean sistemas eléctricos, quemadores de biomasa y gas LP (López, 2011).

A pesar de que existe una gran investigación en el empleo de sistemas auxiliares para mejorar los rendimientos de los equipos solares, existe una escasa investigación en el desarrollo de sistemas solar-biogás.

1.3 Justificación

La alimentación es la necesidad básica de los seres humanos, sin embargo uno de los grandes retos de nuestro tiempo es el garantizar el acceso físico y económico de las personas a suficientes alimentos inocuos y nutritivos que satisfagan las necesidades alimentarias, es decir garantizar la seguridad alimentaria. A nivel mundial, se estima que 842 millones de personas están siendo afectadas por hambre crónica, paradójicamente, de acuerdo con el estudio “Pérdidas y desperdicio de alimentos en el mundo” del instituto Sueco de Alimentos y Biotecnología publicado en 2011 revela que se desperdician 1300 millones de toneladas de alimentos al año alrededor del mundo. En nuestro país, de acuerdo con la SEDESOL en los últimos años, se estima que se desperdician 10.4 millones de toneladas al año, lo que equivale al 37 por ciento de los alimentos en buen estado; atribuyendo las pérdidas a deficientes procesos post-cosecha y a deficiencias en la cadena alimenticia desde la producción hasta la comercialización (NOTIMEX, 2013).

Así mismo, se resalta que en los países en desarrollo más del 80% de los alimentos es producido por pequeños productores agrícolas, que emplean el secado solar a cielo abierto como método de conservación de sus productos, pues este método permite elevar la vida de anaquel de los productos, permite el almacenamiento y reducir los costos de movilidad de los mismos (Leon *et al.*

2002), sin embargo, el secado solar a cielo abierto presenta desventajas importantes pues muchos de los alimentos se ven deteriorados en sus propiedades organolépticas y/o nutricionales por su exposición directa a las condiciones atmosféricas y a la contaminación por partículas suspendidas en el aire, insectos, roedores y aves (López. 2011). Con el fin de minimizar las pérdidas de alimentos por la baja calidad en el proceso de secado y reducir los costos de operación del secado con sistemas híbridos surge la necesidad de emplear sistemas de secado que empleen únicamente fuentes renovables de energía como lo es sol y el biogás a partir de residuos agroindustriales, para lograr un mejor control en el proceso de secado que permita mantener las propiedades nutricionales y organolépticas de los alimentos deshidratados así como la minimización de costos de operación y la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.

Diferentes investigaciones en las últimas décadas sobre el desarrollo de sistemas híbridos sugieren una disminución en el consumo de fuentes convencionales de energía de hasta un 25% (Boughali, *et al.*, 2009), sin embargo, con el sistema propuesto solar-biogás, la reducción en el consumo de fuentes convencionales de energía puede ser máxima; haciendo el proceso de secado más ecológico y económico. El sistema de deshidratado multipropósito solar biogás emplea dos fuentes de calor, tales como el sol y la combustión de biogás con lo que se lograría disminuir el periodo de deshidratado de alimentos además de la mejora en la calidad del proceso controlando la temperatura en la cámara de secado; lo que es apropiado para difundir con los agricultores, además de incrementar el valor agregado de los productos (Thepen, 2009).

1.4 Objetivos

1.4.1 General

Desarrollar un sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás.

1.4.2 Específicos

- Diseñar el sistema híbrido solar-biogás.
 - Analizar teóricamente la transferencia de calor y en estado estacionario del colector solar.
 - Analizar teóricamente las pérdidas en el sistema
- Construir el sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás.
 - Analizar comparativo y adquisición de los materiales de construcción.
 - Construir los componentes.
 - Integrar el sistema solar-biogás.
- Evaluar el funcionamiento del sistema solar-biogás.
 - Evaluar el sistema en modo solar y solar-biogás.

1.5 Hipótesis

El desarrollo del sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás permite controlar la temperatura, extender el periodo de operación de un secador solar y mantener el proceso de deshidratado de diversos productos agrícolas en los periodos con baja insolación y durante la noche.

1.6 Antecedentes

En países en desarrollo, el secado solar es un método ampliamente difundido y ancestralmente usado pues permite ahorros en el uso de combustibles fósiles, la mitigación en la emisión de gases contaminantes por su empleo y la reducción de pérdidas de producción; sin embargo, la técnica tradicionalmente empleada es el secado de patio o secado a cielo abierto, que a pesar de ser un método práctico y eficaz, regularmente permite que los alimentos y productos se vean contaminados por partículas e insectos presentes en el ambiente, de igual manera se obtienen deterioros nutricionales de los mismos. (Ratti *et al.* 1997).

Sin embargo, se han propuesto diversos dispositivos que aprovechan la energía solar y permiten el deshidratado de los productos sin afectar las propiedades nutricionales ni las propiedades organolépticas de los alimentos, permitiendo que el deshidratado se lleve a cabo de manera tan controlada como salubre, pues consideran en el diseño parámetros operacionales y características de los productos, tales como temperatura del aire de secado, humedad, flujo de aire, humedad final e inicial de los productos, tamaño del producto a secar entre otros (Leon *et al.* 2002).

Por otra parte, la mayoría de los estudios financieros respecto al uso de secadores solares indican que su empleo con diversos productos es económicamente atractivo para el usuario final pues permite la sustitución y eliminación del consumo de combustibles que inciden en los precios de comercialización (Purohit *et al.* 2005).

A pesar de las ventajas que presenta el secado a través de los dispositivos solares su uso se encuentra restringido al horario solar; por lo que se han propuesto algunos sistemas complementarios que buscan incrementar la funcionalidad de los mismos, tales como los sistemas de almacenamiento térmico y los sistemas de soporte térmico. Dentro de los cuales se han desarrollado sistemas de soporte térmico con quemadores de gas (Akyurt *et al.* 1973) concluyendo en que el tiempo de secado puede ser reducido; quemadores de aserrín que provean de calor (Bassey *et al.* 1987) en los cuales se empleó vapor como medio de transferencia térmico; soportes térmicos con biomasa (Bena y Fuller. 2002); hasta la incorporación de un lecho de rocas para el almacenamiento térmico del calor provisto por los quemadores de biomasa sólida (Prasad y Vijay. 2005) donde llegaron a la conclusión de que el proceso de secado es más rápido de la forma solar-biomasa, mientras que la eficiencia del sistema era más satisfactoria en el modo solar.

Por otro lado, en México se ha reportado también la construcción de un sistema solar-gas que presenta tres formas de operación solar-gas LP, solar y gas LP; los resultados obtenidos sugieren una mayor eficiencia del sistema operando en el modo gas LP pues se proporciona la energía suficiente y continua para mantener un promedio de temperatura en el sistema (López. 2011).

Se resalta también que muchos de los sistemas de secado solar han sido desarrollados para productos alimenticios específicos de acuerdo a los parámetros requeridos para mantener las propiedades de los mismos (Mekhilef. 2012). Por lo que es necesario conocer la temperatura alcanzada en el colector solar y la cámara de secado para dimensionar el sistema de secado y conocer el tipo de alimentos que pueden deshidratarse en el sistema, pues cada producto alimenticio tiene parámetros específicos con el propósito de mantener sus propiedades físicas y nutrimentales (López. 2011).

Aun cuando existen investigaciones que sugieren la posibilidad del uso de la biodigestión anaerobia de residuos agroindustriales para la generación de metano en concentraciones combustibles como fuente de energía para la deshidratación y otras aplicaciones y se han realizado estudios para la optimización del tiempo y calidad de secado empleando sistemas solar-biogás para productos como la jamaica (*Hibiscus sabdariffa*), plátano (*Musa sapientum*) y mango (*Manguifera indica L.*) presentando resultados sobresalientes que refieren al control de la temperatura en la cámara de secado con una eficiencia del colector solar del 54.6% (Thepen, 2009); muchas de estas investigaciones se llevan a cabo dentro de laboratorios empleando un sistema de secado solar del tipo directo que podría conllevar reacciones químicas en los productos que afecten la calidad nutrimental de los mismos y a la combustión directa del biogás para elevar la temperatura del aire de secado.

CAPÍTULO II

Fundamentos Teóricos

2.1 Introducción

En el presente capítulo se abordan las bases teóricas que sustentan la investigación a través de abordar leyes y conceptos de la ciencia que permiten formular el cumplimiento de la hipótesis planteada en esta tesis. Se dan a conocer aspectos generales del sol y el biogás como fuentes de energía para los dispositivos que componen el sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás; se describe además el funcionamiento de los componentes del sistema, mismos que comprenden temas de estimación del recurso solar disponible en el emplazamiento y los dispositivos para su aprovechamiento, en este caso los colectores solares planos y los secadores solares; de igual manera se presentan aspectos que describen el proceso de biodigestión anaerobia para la obtención de biogás a través de los dispositivos conocidos como biodigestores anaerobios y su aplicación en el secado solar y la conclusión del capítulo.

2.2 Sistemas Solares

Los sistemas solares son un conjunto de elementos diseñados para el aprovechamiento de la energía solar, mismos que son clasificados de acuerdo a su forma de aprovechamiento. De tal manera que los dispositivos solares pueden ser clasificados en los siguientes:

- Dispositivos Solares Térmicos

Son dispositivos que emplean la energía del Sol y la convierten en energía térmica de baja, media y alta temperatura para su aprovechamiento, generalmente empleando un fluido de trabajo.

- Dispositivos Solares Fotovoltaicos

Son dispositivos que emplean la energía del sol y la convierten en electricidad, empleando diversos materiales que aprovechan el efecto fotovoltaico.

Para los fines perseguidos en la presente tesis, se abordarán temas relacionados a los dispositivos solares térmicos.

2.2.1 Fuente

La fuente de energía de los dispositivos solares térmicos es la radiación solar, que es considerada prácticamente única e inagotable y que es la energía más abundante en la tierra; la radiación solar tiene su origen en las reacciones de fusión nuclear ocurridas al interior del sol y que es emitida en forma de ondas electromagnéticas y/o fotones en todas direcciones.

La reacción básica en el interior del Sol es la fusión nuclear, en la cual, cuatro protones de Hidrógeno se combinan para formar un átomo de Helio; y como consecuencia de esta reacción la masa “perdida”, estimada en unos 4 Megatonnes por segundo, se convierte en energía de radiación.

Este proceso tiene lugar en el núcleo de la esfera solar para luego ser transferida a su superficie a través de una sucesión de procesos radiativos y convectivos, incluidos los fenómenos de emisión, absorción y re-radiación; de tal manera que la energía solar que llega a la tierra es tan solo una parte de la energía radiada por el sol desde la parte más externa de la esfera solar, llamada fotosfera, la cual tiene una temperatura aproximada de 6,000 K.

Se estima que el 90% de la energía del sol es generada en la región que va desde 0 hasta 0.23 R (donde R es el radio del Sol), y contiene el 40% de la masa solar. A la distancia aproximada de 0.7 R, la temperatura desciende hasta alcanzar aproximadamente los 130 000 K y su densidad disminuye hasta los 70 kg/m³; en este punto los procesos convectivos cobran importancia y la zona de 0.7 R hasta 1.0 R recibe el nombre de zona convectiva. En esta zona, la temperatura disminuye hasta alcanzar los 5000 K y la densidad se reduce hasta 10⁻⁵ Kg/m³.

La superficie solar aparenta estar compuesta de gránulos, que son celdas de convección irregular con dimensiones que van desde los 1000 hasta los 3000 km y formadas por apenas unos minutos. Otra característica de la superficie solar son las pequeñas capas oscuras conocidas como poros, que son muy similares a las celdas convectivas, y zonas oscuras más largas conocidas como puntos solares que varían en tamaño.

La capa externa de la zona convectiva es llamada fotosfera, el borde de la fotosfera está claramente definida a pesar de su baja densidad (alrededor de 10^{-4} , similar a la densidad del aire al nivel del mar) y compuesta por gases altamente ionizados y capaces de absorber y emitir un continuo espectro de radiación. La fotosfera es la fuente de la mayor parte de la radiación solar.

Fuera de la fotosfera se encuentra una atmósfera solar más o menos transparente que se nota durante un eclipse total de sol o con instrumentos que ocultan el disco solar; sobre la fotosfera se encuentra una capa de gases más fríos conocida como la capa inversora. En la parte externa de esta capa, se encuentra la cromósfera con un espesor de aproximadamente 10,000 km que tiene como característica que contiene gases con temperaturas mayores a la fotosfera pero menor densidad.

La parte más externa del sol es conocida como la corona que es una zona de muy baja densidad pero muy altas temperaturas (10^6 K). Las capas y características descritas se pueden apreciar en la figura 1.

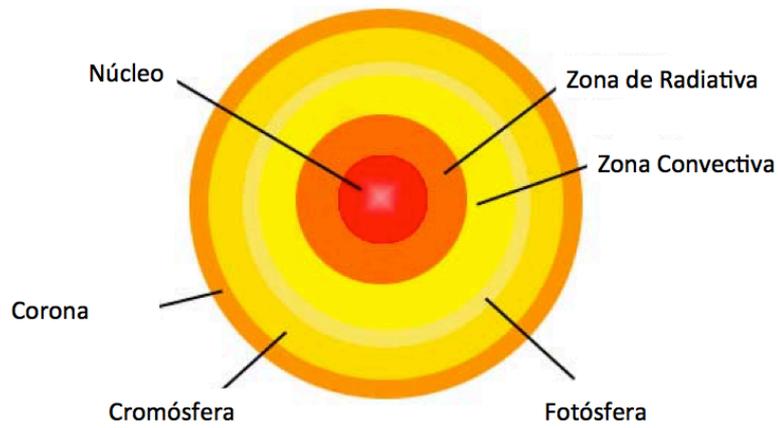


Figura 1. Estructura Esquemática del Sol.

El proceso de generación de la energía de Radiación del Sol, según el Ciclo Protón-Protón, esquemáticamente es como se presenta a continuación:

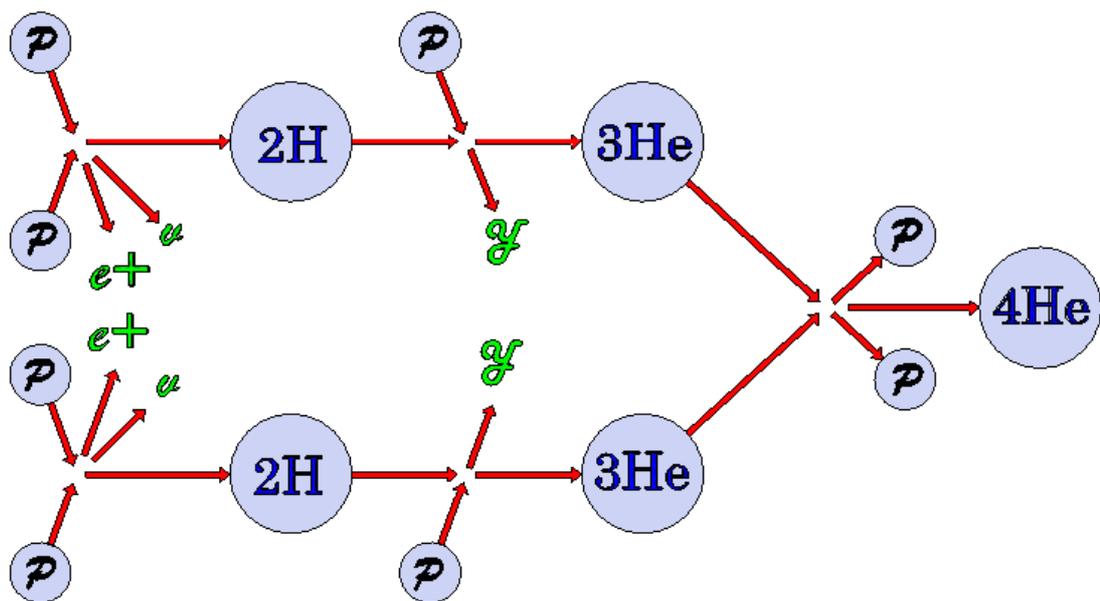
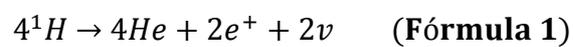


Figura 2. Ciclo Protón-Protón.

El proceso del ciclo Protón-Protón consiste en la fusión de cuatro protones de Hidrógeno para convertirse en Helio de la siguiente manera:



Esta reacción involucra poca liberación de energía en forma de radiación solar debido a que se trata de un proceso de interacción débil en el cual la velocidad de reacción es muy pequeña, que a pesar de haber una temperatura alta de 15×10^6 K en el núcleo del sol, la velocidad estimada es tan solo de 5×10^{-18} por protón.

Así, lo que mantiene radiando al sol es la enorme cantidad de protones reaccionando a la vez en un orden de 10^{56} por lo que la velocidad de reacción total según Pérez F. 2003 es de 10^{38} .

Cuando la radiación solar incide directamente sobre la atmósfera terrestre se llevan a cabo procesos de transformación que la conllevan a manifestarse como radiación directa y difusa sobre la superficie terrestre. La primera de ellas se refiere a aquella que no ha sufrido modificación en su dirección desde el sol, mientras que la segunda se refiere a la radiación procedente de todas las direcciones de la tierra por encima del plano horizontal así como la reflexión de la radiación por el suelo.

2.2.1.1 La Constante Solar

Existen tres factores fundamentales que determinan un flujo luminoso, la distancia tierra-sol, el diámetro solar (ángulo de incidencia) y la temperatura del sol. El concepto de flujo luminoso se fundamenta en el hecho de que una cantidad de energía pasa a través de una superficie durante un tiempo determinado es decir, por unidad de área y tiempo como $\text{Js}^{-1}\text{m}^{-2}$, equivalentes a Wm^{-2} .

Durante mucho tiempo se ha discutido acerca de si el Sol emite una gran cantidad de flujo de energía constante o intermitente. Hoy en día algunos estudios indican que existe una variación de la emisión de energía por parte del sol menor al 1% a lo largo de un ciclo solar que dura 22 años. Sin embargo, la radiación emitida por el sol junto a sus condiciones geométricas respecto de la tierra, dan como resultado que, sobre la atmósfera terrestre, incida una cantidad de radiación solar casi constante.

Esto es que, cuando el sol se encuentra a una distancia de $1.495 \times 10^{11}\text{m}$, que es la distancia media tierra-sol, conocida también como Unidad Astronómica; el sol sustenta un ángulo $D= 32^\circ$ y la Intensidad de la radiación emitida por el sol y recibida por tierra resulta casi constante fuera de la atmósfera de la tierra (Jaramillo,1998). La constante solar, representada como G_{sc} , es el flujo de energía proveniente del sol que incide sobre una superficie unitaria colocada fuera de la atmósfera en dirección perpendicular o normal a la propagación de la luz y que además se encuentra situada a la distancia media de la tierra al sol. Sin embargo, se sabe que esta distancia no es constante, por lo que se debe considerar un valor promedio.

El valor comúnmente aceptado y adoptado en 1981 por la *Comission for Instruments and Methods of Observation* (CIMO) de la Organización Meteorológica Mundial (WMO, por sus siglas en Inglés) para la G_{sc} es de $1,367 \text{ W/m}^2$, con una desviación estándar de 1.6 W/m^2 (Muhlia, 2009).

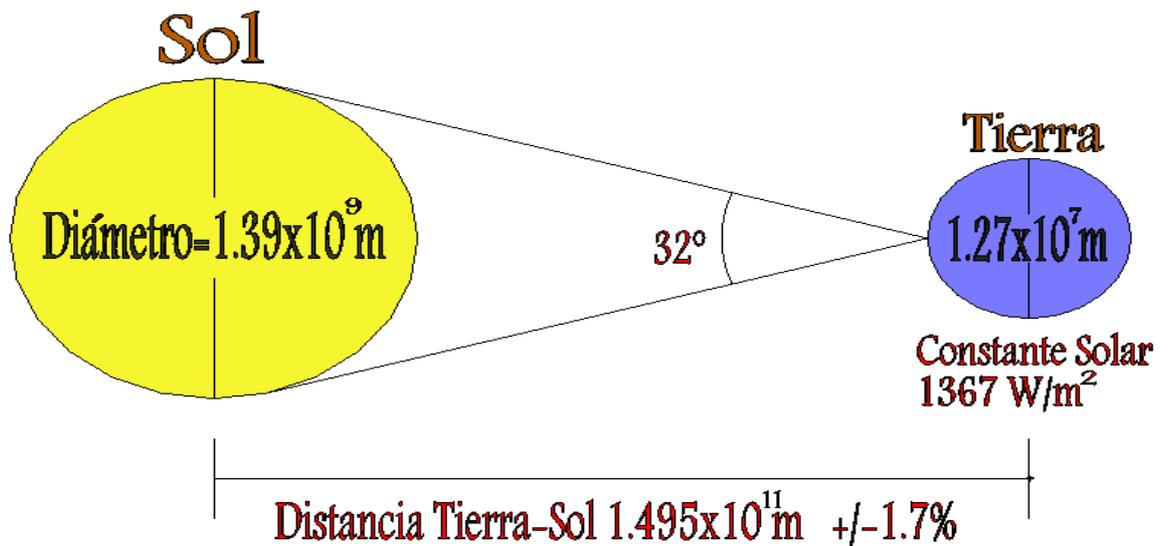


Figura 3. Parámetros de relación Tierra-Sol

2.2.1.2 Factores geométricos y físicos que afectan los flujos de energía de radiación

Existen diversos factores que afectan la cantidad de radiación solar incidente en la tierra, como se menciona previamente, entre los cuales están el movimiento de traslación de la tierra alrededor del sol en una trayectoria elíptica y la inclinación del eje de rotación de la tierra respecto a la estación del año.

La trayectoria elíptica de la Tierra alrededor del Sol constituye un factor geométrico que afecta el flujo de energía del Sol a la Tierra, pues durante el año ocurre una variación de aproximadamente $\pm 1.7\%$ de la distancia media de la Tierra al Sol, estimada $1.495 \times 10^{11} \text{m}$, situación que tiene una afectación directa en la variación diaria de la Constante Solar que hace que en el mes de Diciembre se reciba casi un 4% más de radiación que en Junio (Navarrete, 2009). Por otro lado, el movimiento de rotación diaria de la tierra sobre su mismo eje presenta una característica importante pues el plano del Ecuador no es paralelo al plano de la órbita, sino que se forma un ángulo constante de 23.5° .

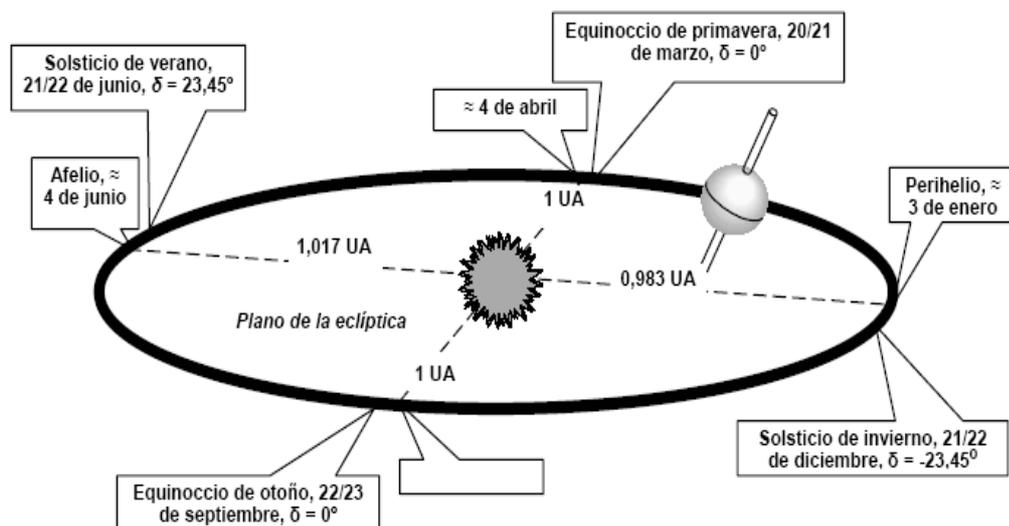


Figura 4. Movimiento de Rotación y Traslación

Esta peculiar trayectoria elíptica de la tierra alrededor del sol genera la igualdad en duración del día y la noche (equinoccios en el Ecuador y zonas cercanas) cuando la tierra se encuentra a una Unidad Astronómica y la radiación solar incide de manera perpendicular al Ecuador.

Por otro lado, durante el solsticio de verano (para el hemisferio Norte) se tiene el día con más horas de soleamiento, pues el ángulo de inclinación de la Tierra durante este día es de 23.5° , de manera que la radiación solar incide de manera perpendicular sobre el trópico de Cáncer; siendo para el solsticio de invierno el caso contrario, pues el ángulo de inclinación de la Tierra es de -23.5° con lo que se tiene el día con menor soleamiento en el hemisferio Norte.

Para una localidad (emplazamiento) los factores geométricos que inciden incluye el movimiento de rotación de la Tierra sobre su eje, que influye en el periodo de insolación del lugar, la posición geográfica del lugar y la altitud del mismo.

Todo lugar en la Tierra puede ser localizado mediante sus coordenadas globales que toman como referencia al paralelo y meridiano correspondiente al emplazamiento, denominadas Latitud (Φ) y Longitud (L) respectivamente. La Latitud se mide por su elevación en grados respecto al Ecuador y considera al polo norte como $\Phi=90^\circ$ N, mientras que la Longitud es el ángulo que forma el meridiano del lugar con el meridiano 0° (Greenwich) de referencia.

Para el Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico en Energías Renovables, ubicado en ciudad universitaria de la UNICACH, en Tuxtla Gutiérrez, Chiapas; donde se llevó a cabo el presente trabajo, las coordenadas locales son: $16^\circ46'37''$ N y $93^\circ7'17''$ O.

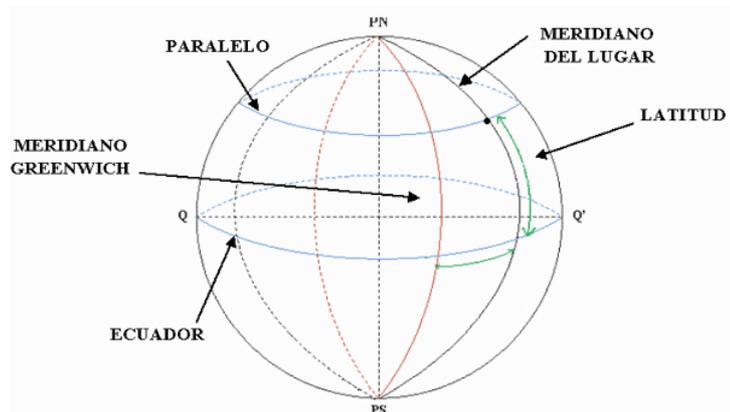


Figura 5. Latitud y Longitud

Existen relaciones geométricas entre un plano en cualquier orientación (ya sea fijo o con movimiento relativo a la tierra) y la radiación solar directa incidente, que es la posición relativa del sol con respecto al plano. A continuación se describen en términos de varios ángulos (Benford y Bock, 1939):

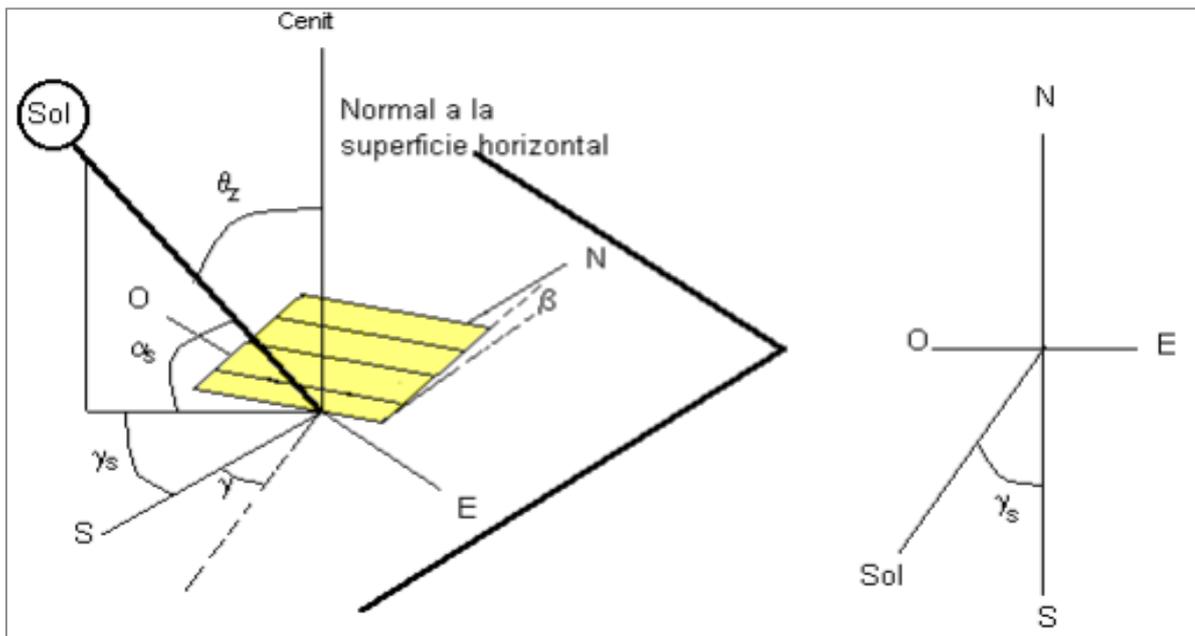


Figura 6. (a) Ángulo cenit, pendiente, ángulo acimut de la superficie y ángulo acimut solar para una superficie inclinada. (b) Vista superior que muestra al ángulo acimut (Adaptado de Duffie y Beckman, 1991).

Tabla 1. Simbología

Φ	Latitud	Localización angular norte o sur del Ecuador; norte positivo; $-90^\circ \leq \Phi \leq 90^\circ$.
θ	Ángulo de Incidencia	Ángulo entre la radiación directa y la normal del plano de incidencia.
δ	Declinación	La posición angular del Sol al medio día solar con respecto al plano del ecuador, norte es positiva; se comprende en $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$.
β	Pendiente	El ángulo entre el plano en cuestión y la superficie horizontal. Se comprende en $0 \leq \beta \leq 180^\circ$.
γ	Ángulo Acimut de Superficie	Desviación de la proyección en un plano horizontal de la normal a la superficie del medio local, con cero apuntando al sur, este negativo y oeste positivo. Se comprende en: $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$.
ω	Ángulo Horario	El desplazamiento angular del Sol de este a oeste del meridiano local debido a la rotación de la Tierra (15° por hora), por la mañana negativo y positivo por la tarde.

Los ángulos que describen la posición del sol (Duffie y Beckman, 1991) se mencionan a continuación:

Tabla 2. Ángulos

θ_z	Ángulo Cenit	Ángulo entre la vertical y la línea que apunta hacia el Sol
α_s	Ángulo de altitud Solar	Ángulo entre la horizontal y la línea que apunta hacia el Sol, (complemento del ángulo cenit).
γ_s	Ángulo de Acimut Solar	Desplazamiento angular con respecto al sur de la proyección de radiación directa en el plano horizontal.

La declinación δ puede ser determinada de la ecuación de Cooper (1969):

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left(360 \frac{284+n}{365} \right) \quad (\text{Ecuación 1})$$

Donde n es el número de día del año, con $1 \leq n \leq 365$.

La dirección de la radiación solar directa que incide sobre una superficie de cualquier orientación con respecto a las coordenadas locales puede ser calculada mediante la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \cos\theta = & \operatorname{sen}\delta\operatorname{sen}\phi\cos\beta - \operatorname{sen}\delta\cos\phi\operatorname{sen}\beta\cos\gamma + \cos\delta\cos\phi\cos\beta\cos\omega \\ & + \cos\delta\operatorname{sen}\phi\operatorname{sen}\beta\cos\gamma\cos\omega \\ & + \cos\delta\operatorname{sen}\beta\operatorname{sen}\gamma\operatorname{sen}\omega \end{aligned} \quad (\text{Ecuación 2})$$

Donde θ es el ángulo de incidencia y ω se calcula de la siguiente manera, donde h es la hora:

$$\omega = 15^\circ \times (12 - h) \quad (\text{Ecuación 3})$$

Finalmente es importante destacar que un fenómeno importante en el funcionamiento de los sistemas solares es la transferencia de calor, por lo que se

encuentra inmerso en los procesos de convección y conducción. Sin embargo no solo se acota a estos procesos sino también se encuentra muy relacionado con la radiación, por lo que se abordará posteriormente.

2.2.1.3 Componentes de la radiación solar y factores que afectan la cantidad de radiación disponible

El sol emite radiación en toda la gama del espectro electromagnético que va desde los rayos gamma, hasta las ondas de radio. Sin embargo, la única particularidad del Sol para fines de aprovechamiento de su energía es la radiación *térmica* que incluye un espectro más reducido que va desde la radiación ultravioleta (UV), la radiación visible (VIS) y la infrarroja (IR).

En el Sol, la fotosfera se encuentra a unos 6,000 K y, por lo tanto, se emite un flujo de energía correspondiente a esa temperatura. Sin embargo la radiación solar es reflejada, dispersada y absorbida por los diferentes componentes que constituyen la atmósfera. Dichos componentes básicamente son CO₂, O₂, O₃, H₂O, N₂ y partículas de polvo.

Así, el tipo de radiación que sufre una dispersión y absorción es aquella que tiene una longitud de onda entre 0.29 y 2.5 μm , debido a que casi toda la radiación.

La dispersión de la radiación en la atmósfera se debe a la interacción de la radiación con las moléculas de agua, aire y polvo. Esta dispersión dependerá del número de partículas suspendidas a través de la cual la radiación solar debe pasar y el tamaño relativo de las partículas con respecto a la longitud de onda de la radiación solar.

Así al ir atravesando la atmósfera terrestre las longitudes de onda mayores a $2.5 \mu\text{m}$ presentan una alta absorción de CO_2 que se traduce en valores bajos de energía en ese rango. Entonces en aplicaciones terrestres la única radiación de longitud de onda que puede ser considerada es la que oscila entre 0.29 y $2.5 \mu\text{m}$.

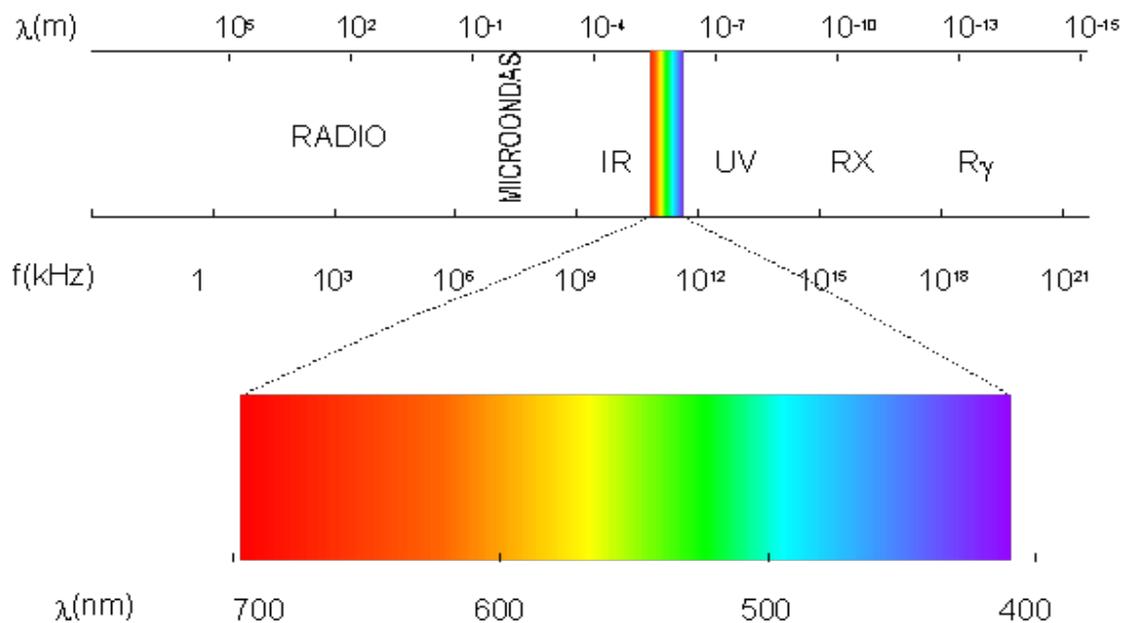


Figura 7. Espectro Electromagnético

Al nivel de la superficie terrestre, la radiación incide en dos tipos de flujo de onda corta: la radiación directa y la radiación difusa, se considera también que la radiación que se refleja de cualquier superficie en la tierra contribuye a la radiación solar recibida en superficies horizontales o de poca inclinación pero su valor es muy pequeño aun cuando la superficie sea altamente reflejante, como en la nieve; de tal manera que se definen estos flujos como:

- Radiación Solar Directa, representada por G_{dir} , compuesta por la radiación solar que incide de manera directa desde el sol sin ser obstruida en su trayectoria (solamente atenuada en las diferentes capas de la atmósfera), considerando su incidencia en línea recta.

- Radiación Solar Difusa, representada por G_{dif} , conocida también como esparcida y que está compuesta por la radiación que sufre reflexiones y es esparcida por las partículas suspendidas en la atmósfera y por los objetos cercanos.
- Radiación Solar Global, representada por G_h , que es definida como la “suma” de la Radiación Solar Directa y la Radiación Solar Difusa en una superficie horizontal sobre la superficie terrestre.

De manera que los componentes de la radiación solar pueden ser ilustrados como se presenta a continuación.

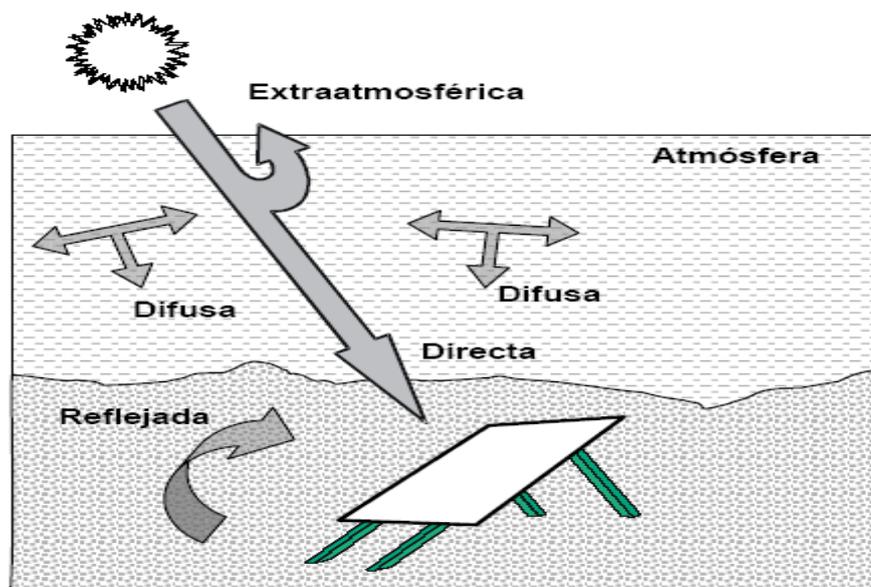


Figura 8. Componentes de la Radiación Solar

2.2.1.4 Cuantificación de la energía solar de radiación

Para muchas aplicaciones prácticas es fundamental contar con las mediciones reales para obtener valores efectivos de energía disponible o incidente como podría ser en un colector solar. Existen varios métodos para medir la radiación solar ya sea en forma de irradiancia o de irradiación. Para ello, a nivel terrestre se emplea generalmente el piranómetro.

La irradiancia expresa la potencia solar de cualquier radiación. Esta irradiancia se mide en watts por unidad de área (W/m^2), la cual refleja la rapidez de incidencia de energía radiante sobre una superficie por unidad de área. Esta irradiancia puede ser: G_{dir} , G_{dif} , G_h . Es importante hacer mención que la irradiancia tiene la virtud de indicar muy claramente que la radiación es un fenómeno que transcurre en el tiempo, es decir que no es estático, por lo que es energía que incide instantáneamente sobre una superficie.

Cuando incide la radiación sobre un plano, durante un tiempo determinado, puede hablarse entonces de que incidió cierta cantidad de energía. La cantidad de energía, por unidad de área, que incide durante un periodo de tiempo dado, recibe el nombre de irradiación y se expresa en unidades de J/m^2 , Sin embargo, no es más que la integral de la irradiancia durante un periodo. Generalmente se usa el símbolo "I" para la insolación por hora, mientras que "H" se usa para la insolación en el periodo de un día. De acuerdo con lo anterior, la relación entre la irradiación y la irradiancia está dada por la expresión:

$$I = \int_{t_1}^{t_2} G(t) dt \quad \text{(Ecuación 4)}$$

En donde la irradiación se está calculando desde el tiempo t_1 hasta el tiempo t_2 y la irradiancia se considera función del tiempo.

2.2.1.5 Estimación de la irradiancia directa sobre una superficie

El flujo de energía sobre una superficie determinada depende no solo de la irradiancia que exista, sino también de la orientación que tenga la superficie en cuestión con respecto de la dirección de propagación de la radiación. La irradiancia será máxima sobre un plano que se encuentre sobre un eje normal a la dirección de la propagación de la radiación. Por otro lado será mínima si el plano es paralelo a la radiación. La intensidad de radiación sobre la superficie dependerá pues del ángulo que forme la normal de la superficie respecto de la dirección de propagación de la radiación. Este ángulo se conoce como *ángulo de incidencia*.

$$G_T = G_n \cos \theta \quad (\text{Ecuación 5})$$

En donde G_T se refiere a la irradiancia sobre un plano con cualquier inclinación y G_n a la irradiancia medida sobre un plano normal a la dirección de propagación de la radiación.

Si se conoce la irradiancia normal (por ejemplo, la constante solar G_{sc} es una irradiancia normal) y el ángulo de incidencia mediante la ecuación anterior se puede calcular la irradiancia sobre un plano con cualquier inclinación. Si el caso fuese no conocer el ángulo de incidencia hay que proceder a resolver la ecuación 2, mencionada previamente.

2.2.1.6 Estimación de la radiación directa sobre una superficie horizontal

El caso más interesante para el cálculo de la radiación directa (irradiancia e irradiación), es el que se refiere a una superficie horizontal. El cálculo de la irradiancia sobre un plano horizontal es:

$$G_o = G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360 n}{365} \right) \right] \cos \theta_z \quad \text{(Ecuación 6)}$$

Donde G_{sc} es la constante solar, n es el número de día del año (variando de 1 a 365) y θ_z es el ángulo cenital.

Combinando esta expresión con la del coseno del ángulo cenital, se obtiene la ecuación para la irradiancia directa sobre un plano horizontal, en cualquier fecha, lugar y hora:

$$G_o = G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360 n}{365} \right) \right] (\sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega) \quad \text{(Ecuación 7)}$$

Integrando esta ecuación, desde la salida hasta la puesta del Sol, se obtiene la radiación a lo largo de un día H_o . Solo es necesario calcular previamente el ángulo horario a la puesta del Sol, ω :

$$H_o = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360 n}{365} \right) \right] \left(\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{2\pi \omega_s}{360} \sin \phi \sin \delta \right) \quad \text{(Ecuación 8)}$$

En esta ecuación la irradiación H_o está dada en J/m^2 . Por último, una expresión para calcular la irradiación incidente en un plano horizontal, I_o , desde un tiempo

inicial hasta un tiempo final, con ángulos horarios ω_1 y ω_2 respectivamente, en J/m^2 , es:

$$I_o = \frac{12 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[1 + 0.033 \cos \frac{360 n}{365} \right] x \left[\cos \phi \cos \delta (\text{sen} \omega_2 - \text{sen} \omega_1) + \frac{2\pi(\omega_2 - \omega_1)}{360} \text{sen} \phi \text{sen} \delta \right]$$

(ECUACIÓN 9)

2.2.2 Conceptos y definiciones de transferencia de calor

2.2.2.1 Radiación

La radiación es el fenómeno de transferencia de calor de un cuerpo con alta temperatura a otro con baja temperatura mediante ondas electromagnéticas; la radiación electromagnética ocurre en el rango infrarrojo viajando en línea recta en medio homogéneos y se convierte en calor al incidir en cualquier cuerpo que la pueda absorber siendo también reflejada y refractada obedeciendo todas las reglas ópticas; al incidir la energía radiante en un cuerpo, una parte de esta es reflejada (I_r), otra parte es absorbida (I_a) y el resto es transmitida a través de este (I_t).

$$I_T = I_r + I_a + I_t \quad \text{(ECUACIÓN 10)}$$

La suma de la reflectividad, absorptividad y transmisividad del interceptor debe dar como resultado la unidad.

$$1 = \rho' + \alpha' + \tau' \quad \text{(ECUACIÓN 11)}$$

Donde ρ' es la reflectividad, α' la absorptividad y τ' la transmisividad del cuerpo interceptor. La reflectividad es la cantidad de energía reflejada con respecto a la

energía incidente; la absorptividad es definida como la cantidad de energía absorbida y la cantidad de energía transmitida es definida como transmisividad.

Para un cuerpo opaco se considera que $\rho' + \alpha' = 1$ pues se considera que $\tau' = 0$. Y cuando $\rho' + \tau' = 0$ es porque $\alpha' = 1$ y se considera que el cuerpo interceptor absorbe toda la energía incidente; que es la característica de un cuerpo negro. Por el contrario, cuando se tiene que $\alpha' = \tau' = 0$ y $\rho' = 1$ se tiene la característica de un cuerpo blanco que refleja toda la radiación incidente.

La energía absorbida por un cuerpo interceptor es convertida en calor y en consecuencia este mismo cuerpo emite radiación; la energía radiante emitida por unidad de área en un tiempo determinado es denominada poder emisivo (E_λ). Sin embargo, es definido como la cantidad de energía emitida por segundo por unidad de área y es la relación del poder emisivo respecto al poder emisivo del cuerpo negro a la misma temperatura.

Tomando las consideraciones generales del equilibrio termodinámico se establece que un cuerpo está en equilibrio termodinámico con su entorno y su emisividad es igual a su absorptancia ($\alpha = \varepsilon$). Este concepto es conocido como la Ley de Kirchhoff de la radiación termodinámica.

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

La cantidad de energía radiante emitida por la unidad de superficie y tiempo entre las frecuencias ν y $\nu + \delta$ es conocida como poder emisivo espectral de un cuerpo $E(\nu, T)$ y se trata por tanto de una potencia, definida por:

$$E(\nu, T) = \pi * I(\nu, T) = \frac{2\pi h \nu^3}{c^3} \frac{1}{e^{h\nu/kT} - 1} \quad \text{(ECUACIÓN 12)}$$

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

$$dE = E(\nu, T) d\nu \quad \text{(ECUACIÓN 13)}$$

Y consideramos que la longitud de onda se relaciona con la frecuencia:

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \text{ y por tanto, } d\nu = \frac{-c}{(\lambda)^2} d\lambda \quad \text{(ECUACIÓN 14)}$$

Se obtiene que el poder emisor en función de la longitud de onda es:

$$E(\lambda, T) = \frac{c_1}{\lambda^5 \left(e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1 \right)} \quad \text{(ECUACIÓN 15)}$$

Donde se asignan los siguientes valores para las constantes en el sistema internacional de unidades:

$$c_1 = 2\pi h c^2 = 3.742 \cdot 10^{-16} \text{ Wm}^2 \quad \text{(ECUACIÓN 16)}$$

$$c_2 = \frac{hc}{k} = 1.4385 \cdot 10^{-2} \text{ mK} \quad \text{(ECUACIÓN 17)}$$

Las consideraciones anteriores son establecidas en la Ley de Planck, de las cuales derivan la Ley de Stefan-Boltzmann y la Ley de desplazamiento de Wien.

La Ley de Stefan-Boltzmann establece que un cuerpo negro emite radiación térmica con una potencia emisiva superficial proporcional a la cuarta potencia de su temperatura, establecida como:

$$E = \sigma T_e^4 \quad \text{(ECUACIÓN 18)}$$

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

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{k}^4 \quad \text{(ECUACIÓN 19)}$$

Esta potencia emisiva de un cuerpo negro o radiador ideal supone un límite superior para la potencia emitida de 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:

$$E = \varepsilon\sigma T^4 \quad \text{(ECUACIÓN 18)}$$

Donde 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 un 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.

La absorción de la radiación en un medio parcialmente transparente es descrita por la Ley de Bouguer, la cual se funda en el supuesto de que la radiación absorbida es proporcional a la intensidad local, el medio y del recorrido de la radiación en el medio X, esto es:

$$dI = -IKdx \quad \text{(ECUACIÓN 19)}$$

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

$$\tau\alpha = \frac{I_{\tau}}{I_0} = e^{-KL/\cos\theta_2} \quad \text{(ECUACIÓN 20)}$$

El subíndice es un recordatorio de que las pérdidas por absorción deben de ser consideradas; para el vidrio el valor de K varía 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 las otras transmisiones de calor, es decir, en conducción y convección. La radiación térmica en realidad es una onda electromagnética que viaja a la velocidad de la luz en el vacío. Esta velocidad está relacionada con la longitud de onda (λ) y la frecuencia (ν) de la relación dada por la ecuación

$$C = \lambda\nu \quad \text{(ECUACIÓN 21)}$$

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

$$1 = \tau + \alpha + \rho \quad \text{(ECUACIÓN 22)}$$

Es importante resaltar que las propiedades de la radiación definidas no son solo funciones de la propia superficie, sino también de la dirección y longitud de onda de la radiación incidente. Por lo que la ecuación anterior (ecuación 22) es válida

para el promedio de las propiedades del espectro de longitudes de onda completa. La siguiente ecuación se utiliza para expresar la dependencia de estas propiedades en la longitud de onda.

Tabla 3. Variación angular de la absorción para la pintura negra (Kalogirou, 2009)

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

2.2.2.2 Conducción

La conducción es el fenómeno de propagación de energía entre partículas de un cuerpo en contacto directo teniendo diferentes temperaturas entre sí. Para la propagación de energía térmica en un cuerpo o espacio es necesario que exista diferencia de temperaturas en los diferentes cuerpos.

En la transferencia de calor por conducción el gradiente de temperatura en los diferentes puntos del cuerpo es diferente de cero; un análisis de las cantidades de conducción respecto a las variaciones del espacio-tiempo de la temperatura es llamado determinación del campo de temperatura expresa lo siguiente:

$$T = f(x, y, z, t) \text{ (ECUACIÓN 23)}$$

Esta ecuación describe la variación de la temperatura en el espacio-tiempo, conocido como campo de temperatura transitoria.

La ecuación básica de la transmisión de calor por conducción en estado estable es definida por la Ley de Fourier que establece que 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 expresada como

$$dQ = -K \frac{\partial T}{\partial n} \quad \text{(ECUACIÓN 24)}$$

El factor de proporcionalidad K en la ecuación anterior está dada por las propiedades físicas del material y es definida como la capacidad de una sustancia a conducir calor y se le denomina conductividad térmica. El flujo de calor (\dot{q}) se define como la tasa de flujo de calor por unidad de área en una superficie isotérmica, está dada por:

$$\dot{q} = -K \frac{\partial T}{\partial n} \quad \text{(ECUACIÓN 25)}$$

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

La conductividad térmica es la propiedad física que mide las capacidades de conducción de calor de los materiales, es decir, 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 es medida en W/km o también se expresa en (J/°C m s).

El calor de cambio 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 empleaba 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), este quedaba oculto. Cuando se aplica calor al hielo, va ascendiendo su temperatura hasta llegar a 0°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 que se emplea en la fusión del hielo.

Una vez fundido el hielo la temperatura volverá a subir hasta llegar a 100°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 kJ/kg (79.9 kcal/kg) a 0°C
- De vaporización: 2253 kJ/kg (539 kcal/kg) a 100°C

2.2.2.3 Convección

La transferencia de calor desde un cuerpo a otro a través de un fluido y la mezcla de las partículas del mismo, es llamada convección. El transporte de calor por conducción y convección es simultáneo. En la mayoría de las aplicaciones de la energía solar la convección es acompañada de la conducción.

La diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie de contacto ocasiona una variación en la densidad del fluido ocasionando un desplazamiento; el movimiento del fluido produce una “convección natural”; sin embargo, si el movimiento del fluido es debido a fuerzas externas que provocan una diferencia de presión que es independiente de las diferencias de temperatura en el fluido el proceso es denominado “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

$$\dot{Q} = hA\Delta T \quad \text{(ECUACIÓN 26)}$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor local, \dot{Q} la razón de flujo de calor al fluido y la interface con la superficie del cuerpo A está relacionada con la diferencia de temperatura 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 pueden ser expresadas también en W/m^2K o en $W/m^2\text{ }^\circ C$; el valor en ambos casos es el mismo.

El aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido circula comparada con la transferencia de calor si esta ocurriera solamente por conducción, es medida por un número adimensional conocido como número de Nusselt, Nu .

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. El número de Nusselt es definido por la siguiente ecuación

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad \text{(ECUACIÓN 27)}$$

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, la 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 las fuerzas dinámicas 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 en un problema o situación concreta se define por medio de la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{\rho v_0^2 X}{\mu} = \frac{v_0 X}{\nu} \quad \text{(ECUACIÓN 28)}$$

El número de Prandtl (Pr) es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica y es definido como:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{velocidad de difusión de momento}}{\text{velocidad de difusión de calor}} = \frac{Cp\mu}{k} \quad \text{(ECUACIÓN 29)}$$

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/ms) y K la conductividad térmica (J/m²K).

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

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, su definición matemática es:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad \text{(ECUACIÓN 30)}$$

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) y 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.

El número de Rayleigh (Ra) de un fluido es un número adimensional relacionado con la transferencia de calor en el interior de un fluido. Cuando el número de Rayleigh está por debajo de 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. Para el caso de convección natural en una pared vertical, el número de Rayleigh es definido por:

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta'(T_p - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad \text{(ECUACIÓN 31)}$$

En donde Ra es el número de Rayleigh asociado a un cierto punto de la superficie sometida a estudio, Gr es el número de Grashof asociado a cierto punto de la superficie sometida a estudio, Pr es el número de Prandtl (adimensional), g es la aceleración de la gravedad (m/ss), 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, ν es la viscosidad cinemática (m^2/s), α es la difusividad térmica (m^2/s) y 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

$$T_f = \frac{(T_p + T_\infty)}{2} \quad \text{(ECUACIÓN 32)}$$

Generalmente, la convección comienza para valores del número de Rayleigh mayores de mil, $Ra > 1000$, mientras que para $Ra < 1000$ la transferencia de calor es únicamente por conducción.

En la transferencia de calor por convección forzada, donde 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 el flujo es laminar o turbulento, natural o forzado.

$$Nu = C(GrPr)^n K \quad \text{(ECUACIÓN 33)}$$

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.

Tabla 4. Valores constantes para convección forzada

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 $0.6 < Fr < 100$

Para flujos laminares en una placa isotérmica, Churchill y Ozoë (1973) proponen la siguiente relación.

$$Nu_x = \frac{0.3387 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad \text{para } RePr > 100 \quad \text{(ECUACIÓN 34)}$$

Para un flujo de calor constante se tiene la siguiente relación

$$Nu_x = \frac{0.4637 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0207}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad \text{para } RePr > 100 \quad \text{(ECUACIÓN 35)}$$

Para calentadores de aire solares, el coeficiente de transferencia de calor convectivo entre dos placas puede ser determinado por la siguiente relación (Kays *et al.* 1980)

$$Nu = 0.0158 Re^{0.8} \quad \text{para } Re > 2100 \text{ y } \frac{L}{Dn} \text{ con valor grande} \quad \text{(ECUACIÓN 36)}$$

Esta relación es válida para flujos turbulentos.

En diversas situaciones prácticas se presenta que el calor convectivo transferido no es de flujo natural ni forzado, esto ocurre cuando un fluido es forzado sobre una superficie caliente a una velocidad baja. La velocidad de flujo forzado, es una velocidad convectiva generada por fuerzas de flotación, resultando en una disminución de la densidad del fluido en la zona cercana a la superficie caliente.

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

$$Nu = 1.75 \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \left[Gz 0.012 (Gz Gr^{0.33})^{4/3} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{(ECUACIÓN 37)}$$

Donde $Gz = RePr d/L$ es el número de Graetz, μ_b es la viscosidad del fluido a una temperatura promedio y μ_w es la viscosidad del fluido a la temperatura de la pared.

La noción general aplicada en el análisis de convección combinada, es aquel en el 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.

2.2.3 Colectores Solares

Los colectores solares son dispositivos que tienen la función de conversión y transferencia de la energía solar en energía térmica. Los colectores solares convierten la radiación directa y difusa que proviene del sol en energía térmica, esto se lleva a cabo en la superficie absorbadora del colector o placa, que es hecha de un material con un coeficiente de absorción alto para la radiación del sol, permitiendo así una conversión más efectiva de la energía del sol a energía térmica.

En los calentadores solares, la energía es transferida desde una fuente lejana de energía radiante hacia el fluido de trabajo. Sin concentración óptica, el flujo de radiación que incide es variable pero aproximadamente es de 1100 W/m^2 en el mejor de los casos. El rango de la longitud de onda de la radiación varía entre 0.3 a $3 \mu\text{m}$, el cual es considerablemente menor que la emitida por la superficie de captación, (Duffie y Beckman, 1991).

Un calentador solar o colector plano puede ser diseñado para aplicaciones que requieran la suficiente energía para proporcionar temperaturas moderadas en el rango que va desde la temperatura del medio ambiente hasta 100°C . Utilizan ambos tipos de radiación, directa o difusa y no es necesario un movimiento de seguimiento del Sol, además de requerir muy poco mantenimiento. La mayor aplicación de los colectores solares es en sistemas de calentamiento de agua y aire como parte de sistemas de acondicionamiento y como medio auxiliar de calentamiento en procesos industriales.

Cabe señalar que para los fines de la presente tesis se considera el uso de colectores solares planos que emplean aire como fluido de trabajo y cuyas partes componentes son mostradas a continuación:

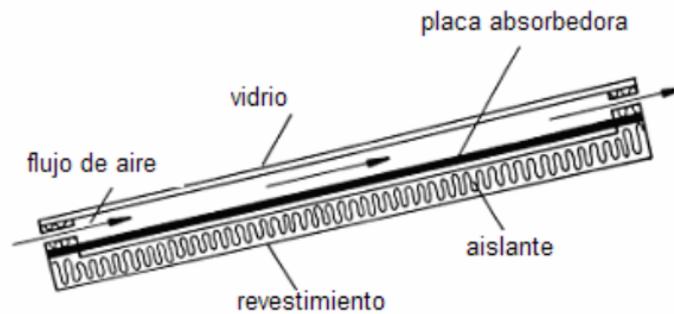


Figura 9. Componentes de un colector solar plano

- Placa absorbedora, es la parte principal del colector pues es la superficie de captación encargada de transferir la energía radiante absorbida hacia el fluido de trabajo.
- Cubierta transparente, la función de la cubierta es reducir las pérdidas por convección y radiación hacia la atmósfera.
- Aislante térmico, la función del aislante es reducir las pérdidas por conducción a través de las paredes laterales y traseras del colector.

De tal manera que el funcionamiento básico de los colectores solares consiste en calentar una superficie con alta absorción por medio de la radiación solar, la cual transfiere la energía térmica hacia el fluido de trabajo que pasa sobre, bajo o por ambos lados de esta, empleando cubiertas transparentes para reducir las pérdidas por convección al medio ambiente y recrear el efecto invernadero, así mismo evitar las pérdidas por conducción mediante el uso del aislante térmico.

Los colectores solares son casi siempre colocados en una posición estacionaria con una orientación óptima según la localización geográfica y la temporada anual en la cual se opera.

Un factor importante es la inclinación de un colector. El ángulo óptimo del colector respecto a la horizontal para una latitud dada, para cada día del año, es determinado por la siguiente ecuación:

$$\beta = \varphi - \delta \quad \text{(ECUACIÓN 38)}$$

Donde δ es la declinación y cuya variación diaria está dada por:

$$\delta = 23.45 \sin \left[360 \frac{(284+n)}{365} \right] \quad \text{(ECUACIÓN 39)}$$

Donde n es el número del día del año, variando de 1 a 360.

Es evidente que no resulta rentable la utilización de sistemas de seguimiento solar en aplicaciones solares térmicas de baja temperatura, ya que el incremento de rendimiento se considera poco significativo con respecto al aumento de coste que supone su instalación. Sin embargo, sí resulta conveniente proporcionar la inclinación y orientación adecuada al sistema de captación de forma que se maximice durante el mayor tiempo posible la ganancia solar.

Así, para optimizar la captación de radiación se recomienda una orientación del sistema hacia el sur geográfico del lugar y una inclinación, de forma aproximada, igual a la latitud del lugar más diez grados en invierno e igual a la latitud del lugar menos diez grados en verano.

El funcionamiento de un colector solar plano en estado estable puede ser descrito mediante un balance de energía que indica la distribución de la energía solar incidente y la energía útil obtenida, tomando en cuenta las pérdidas térmicas presentes.

Para eso, es necesario primero conocer la radiación solar absorbida por un colector por unidad de área de absorbedor (S) que es igual a la diferencia entre la radiación solar incidente y las pérdidas ópticas establecido en la ecuación siguiente.

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g I (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad \text{(Ecuación 40)}$$

Donde $(1 + \cos \beta)/2$ y $(1 - \cos \beta)/2$ son los factores de vista desde el colector al cielo y desde el colector al piso, respectivamente. Los subíndices b, d y g representan directa, difusa y reflejada en el piso. Por otra parte, $(\tau\alpha)_d$ y $(\tau\alpha)_g$ pueden ser obtenidas mediante la siguiente ecuación.

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha)_{\rho_d}]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)_{\rho_d}} \quad \text{(Ecuación 41)}$$

Esta relación ($\tau\alpha$) constituye el producto absortancia-transmitancia de un colector solar plano con una cubierta transparente, como se muestra en la siguiente figura.

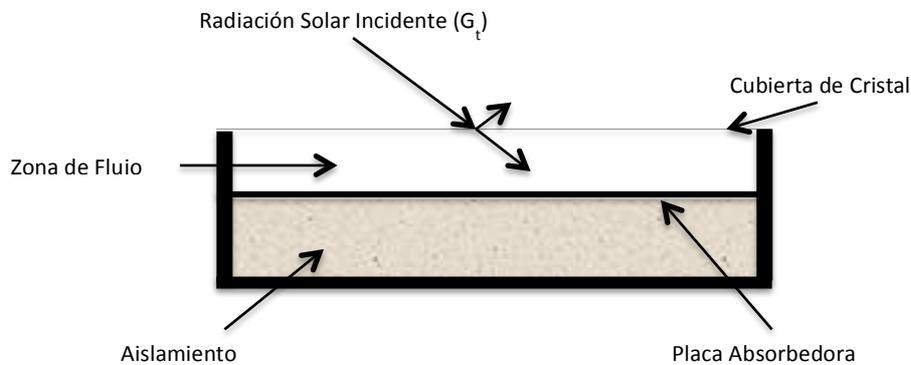


Figura 10. Absorción de la radiación solar por un colector plano

Es importante mencionar también que los factores como el ángulo efectivo de incidencia de la radiación difusa y la radiación reflejada por el piso pueden ser determinadas mediante el análisis de las curvas.

Además de éstas pérdidas mencionadas, también se toman en cuenta las pérdidas desde el colector hacia el medio circundante por conducción, convección, y el caso de las pérdidas por radiación infrarroja se pueden representar como el producto del coeficiente de transferencia de calor U_L que multiplica a la diferencia entre la temperatura de la placa absorbedora T_{pm} y la temperatura ambiente T_a . En estado estable, la energía útil obtenida para un colector de área A_c es la diferencia entre la radiación solar absorbida y las pérdidas térmicas.

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (\text{Ecuación 42})$$

De donde:

$$S = H_T (\tau\alpha) \quad (\text{Ecuación 43})$$

Esta ecuación es fundamental en el análisis del funcionamiento de un colector solar. El único problema es que el calor útil queda como función de la T_{pm} que es difícil de calcular o medir, debido a que ésta es función del diseño del colector y de variables que cambian continuamente con el tiempo como la radiación solar incidente y la temperatura del fluido de trabajo al entrar al colector.

Aunque aparentemente la ecuación que representa las pérdidas de calor, es sencilla; la evaluación numérica del coeficiente total de pérdidas de calor (U_L) requiere de un análisis detallado.

El proceso para calcular U_L se basa en un circuito térmico de un colector solar como el que se presenta en la siguiente figura:

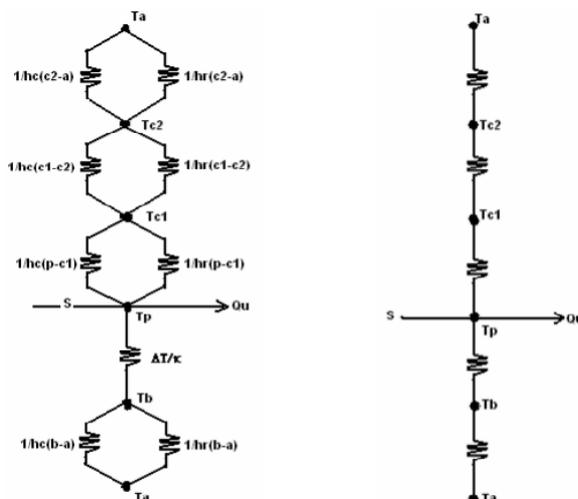


Figura 11. Circuito térmico de un colector solar con dos cubiertas de vidrio.

Que en este caso utiliza una cubierta de vidrio, c_1 . Este nos muestra que, de la energía absorbida en el colector S a través de la placa absorbidora p , que se encuentra a la temperatura T_p ; parte se convierte en calor útil Q_u y parte tiende a disiparse hacia los alrededores que se encuentran a la temperatura ambiente T_a , a través de la cubierta de vidrio que se encuentra respectivamente a la temperatura T_{c1} . Esto también ocurre a través del fondo y lados del colector que se encuentran a una temperatura T_b .

La cantidad de energía disipada depende de las diversas resistencias que vienen esquematizadas en el diagrama y que en este caso son 5.

Se puede observar que las resistencias R_1 , R_2 , R_3 y R_5 , son a la vez resistencias equivalentes que representan la oposición a las pérdidas de calor por convección ($1/h_c$) y radiación ($1/h_r$) a través de la parte superior y posterior del colector. R_4 constituye la resistencia a la conducción a través del aislante térmico por la parte posterior y lados del colector. La R_5 es usualmente muy pequeña y por lo tanto despreciable. La idea es tratar de obtener una resistencia equivalente (R_{eq}) como la que representa en la siguiente figura.

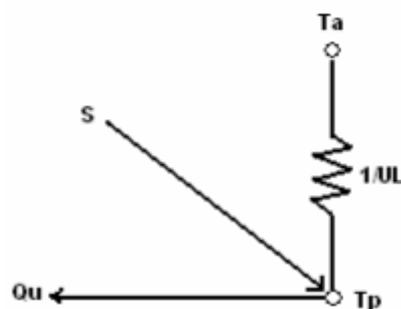


Figura 12. Red térmica equivalente para un colector solar plano.

Esta resistencia es igual al inverso del coeficiente total de pérdidas de calor, $Req = 1/U_L$. Podemos decir entonces, que U_L es la suma de varios coeficientes de pérdidas de calor, que se pueden expresar también como el inverso de sus resistencias, así:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (\text{Ecuación 44})$$

Donde U_t es el coeficiente total de transferencia de calor para la parte superior del colector, y es igual al inverso de la suma de las primeras tres resistencias,

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (\text{Ecuación 45})$$

U_b y U_e , son los coeficientes de pérdida de calor por conducción por el fondo y lados respectivamente, que tienen que ver con R_4 . Además, estos coeficientes también tienen relación con las dimensiones del colector y el tipo y grosor del aislante utilizado, de manera que podemos escribir las siguientes relaciones:

$$(U_b + U_e) = \frac{1}{R_4} \quad (\text{Ecuación 46})$$

Por otro lado,

$$U_b = \frac{K_{ais}}{\delta_{ais-pi}} \quad (\text{Ecuación 47})$$

y

$$U_e = \frac{K_{ais}MP}{\delta_{ais-pa}A_c} \quad (\text{Ecuación 48})$$

En estas dos últimas ecuaciones, todas las variables pueden ser conocidas de manera que se pueden obtener los valores de U_b y U_e .

$$U_t = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_p} \left[\frac{T_p - T_a}{N + f} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right\}^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.00591Nh_w} + \frac{2N + f - 1 - 0.133\varepsilon_p}{\varepsilon_c} - N} \quad \text{(Ecuación 49)}$$

Donde:

N = Número de cubiertas de vidrio

$$F = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\varepsilon_p)(1 + 0.07899N)$$

$$C = 520(1 - 0.000051\beta^2) \text{ para } 0^\circ < \beta < 70^\circ; \text{ para } 70^\circ < \beta < 90^\circ \text{ se usa } \beta = 70^\circ$$

$$e = 0.43 \left(1 - \frac{100}{T_p} \right)$$

$h_w = 5.7 + 3.8 v$, es el coeficiente de transferencia de calor del viento ($W/m^2^\circ C$).

Con el análisis de las pérdidas de calor, considerando al sistema en estado estable, podemos calcular U_L , Q_L y por consiguiente Q_u combinando la ecuación 42 y 43 queda la siguiente ecuación:

$$Q_u = A_c [H_T (\tau\alpha) - U_L (T_p - T_a)] \quad \text{(Ecuación 50)}$$

Una forma de medir el funcionamiento del colector es mediante la eficiencia de colección (η_c). Esta se define como la relación entre el calor útil y la energía solar

incidente sobre el colector en un mismo período de tiempo. Analíticamente se representa de la siguiente manera:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{H_t A_c} \quad (\text{Ecuación 51})$$

Como se puede observar en la ecuación anterior se es necesario resolver la ecuación de Calor Útil (Q_u) y esta a su vez necesita de la ecuación de Coeficiente total de pérdidas de calor (U_L) (Hernández. 2011).

2.2.3.1 Colectores Solares de Aire con Cubierta

Para reducir las pérdidas térmicas, estos dispositivos incorporan una o más cubiertas sobre y paralelamente a la placa absorbadora, consiguiendo así reducir las pérdidas por convección, las pérdidas por emisión de radiación de onda larga de la placa absorbadora y proporcionar una protección a los elementos ubicados por debajo de la cubierta. En este sentido la cubierta debe de ser de un material que permita el paso de la radiación de onda corta del Sol e impida la salida de radiación de onda larga emitida por la superficie absorbadora (Hernández. 2011).

Estos colectores habitualmente se usan para conseguir temperaturas entre 10 y 35°C sobre el ambiente. Los tipos más comunes son: Flujo de aire por la parte superior de la placa absorbadora, Flujo de aire por la parte inferior de la placa absorbadora, de cubierta suspendida y cubierta perforada.

2.2.3.2 Análisis térmico en Estado Estable

El análisis térmico del colector solar de placa plana implica diversas consideraciones de flujos de energía, toda vez que emplea tanto la radiación solar directa como la difusa, para el análisis en estado estable se consideran la longitud L_1 y el ancho de la placa absorbidora L_2 , se considera un elemento de área $L_2 dx$ a una distancia x de la entrada. El balance de energía de la placa absorbidora, placa trasera y corriente de aire pueden escribirse como:

Para la placa absorbidora

$$I_{(t)} = U_t(T_{pm} - T_a) + h_{pf}(T_{pm} - T_f) + h_{rpb}(T_{pm} - T_{bm}) \quad \text{(Ecuación 52)}$$

Para la placa trasera del colector

$$h_{(rpb)}(T_{pm} - T_a) = h_{bf}(T_{bm} - T_f) + U_b(T_{bm} - T_a) \quad \text{(Ecuación 53)}$$

Para el flujo de aire dentro del colector

$$\dot{m}C_{air}dT_f = H_{pf}L_2dx(T_{pm} - T_f) + h_{bf}L_2dx(T_{bm} - T_f) \quad \text{(Ecuación 54)}$$

El incremento en la temperatura del aire a través del ducto del colector puede ser estimado, para escribir la razón del calor útil ganado en el colector en la siguiente forma

$$\dot{Q}_u = F_R A_p [I - U_L(T_{fi} - T_a)] \quad \text{(Ecuación 55)}$$

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

$$F_R = \dot{m}C_{air} / (U_L A_p) [I - \exp(-F' U_L A_p / \dot{m} C_{air})] \quad \text{(Ecuación 56)}$$

$$U_L = U' + \left(\frac{1}{F'}\right) \left[\frac{h_{rpb} U_b}{h_{rpb} + h_{bf} + U_b} \right] \quad (\text{Ecuación 56})$$

$$U' = U_t + \left[\frac{U_b h_f}{h_{rpb} + h_{bf} + U_b} \right] \quad (\text{Ecuación 57})$$

El factor de eficiencia del colector F' está dado por

$$F' = \left[1 + \frac{U'}{h_e} \right]^{-1} \quad (\text{Ecuación 58})$$

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

$$h_e = h_{pf} + \left[\frac{h_{bf} h_{rab}}{(h_{rpb} + h_{bf} + U_b)} \right] \quad (\text{Ecuación 59})$$

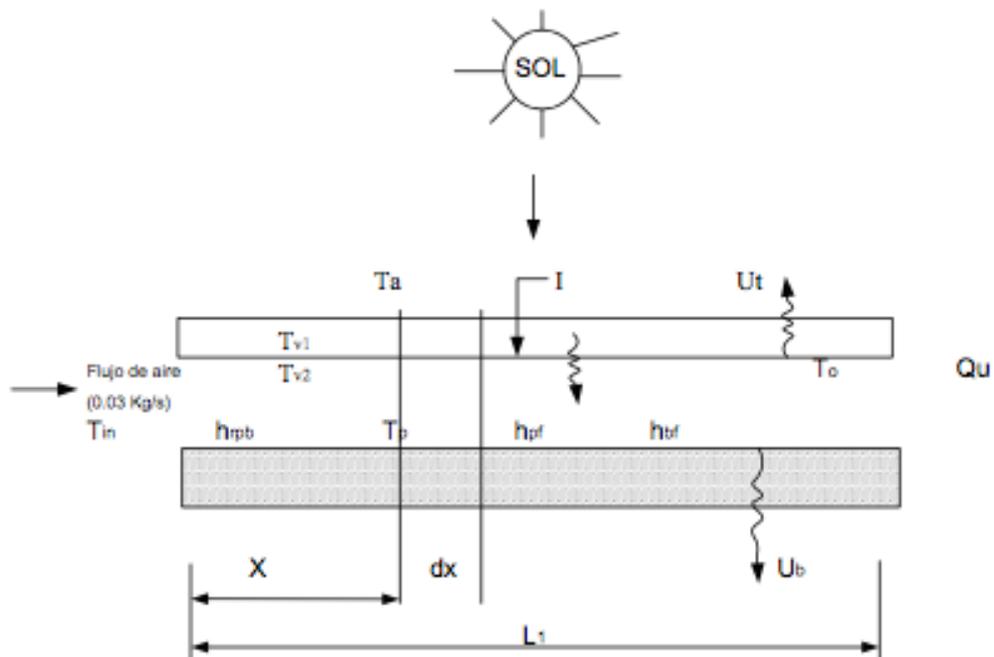


Figura 13. Factores involucrados en el análisis térmico de un colector solar de placa plana (López. 2011)

La figura 13 presenta los factores involucrados en el análisis térmico de un calentador de placa plana, en la cual A_p es el área de la placa absorbadora en metros cuadrados, I es la irradiancia en W/m^2 U_b es el coeficiente inferior de pérdidas en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$, h_{bf} es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fondo y el fluido en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$, h_{pf} es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa y el fluido en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$, h_{rpf} es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y el fondo en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$, T_a , T_f , T_{fl} , T_{pm} y T_{bm} son la temperatura ambiente, fluido, aire a la entrada, media de la placa y media del fondo respectivamente en $^\circ C$, \dot{m} es el caudal en Kg/s y C_{esp} es el calor específico del aire en J/Kg $^\circ C$.

En la presente tesis se considera un colector con flujo en ambos lados del colector, este arreglo provee un mejor desempeño en el sistema ya que incrementa la superficie de contacto entre la placa absorbadora y el flujo de aire. Se considera que el coeficiente de transferencia de calor entre la placa absorbadora 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:

$$q_{\dot{u}} = h_{pf}(T_{pm} - T_{ft}) + h_{pf}(T_{pm} - T_{fb}) - h_{cf}(T_{ft} - T_c) - h_{cf}(T_{fb} - T_{bm}) \text{ (Ecuación 60)}$$

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.

La figura 14 muestra la representación de la resistencia térmica de las pérdidas de calor en el colector solar de aire con una cubierta a emplear.

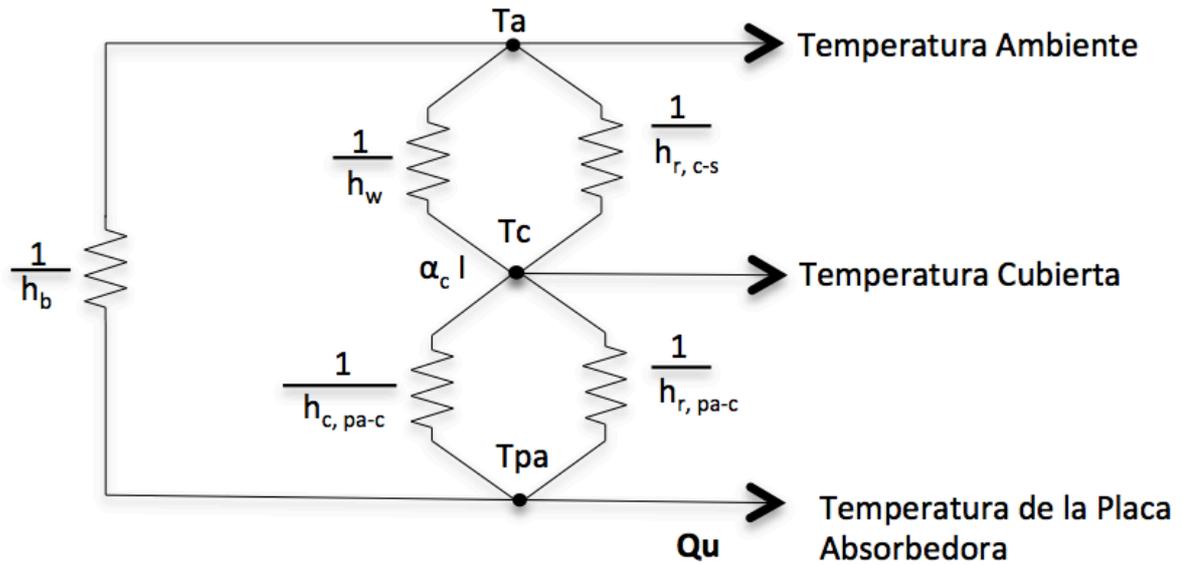


Figura 14. Representación de la resistencia térmica de las pérdidas de calor en el colector solar de placa plana con una cubierta de vidrio.

2.2.4 Secadores Solares

Un secador solar es un equipo que a través de uno de sus componentes (colector solar) transforma la energía radiante proveniente del sol en energía térmica capaz de proporcionar la energía necesaria para evaporar la humedad contenida en un material.

Los secadores solares se clasifican de la manera más general en directos e indirectos. En los secadores solares directos la energía radiante incide directamente sobre el material a secar incrementando su temperatura y evaporando la humedad contenida, el secado directo es predominantemente un secado por radiación, aunque no se ausentan los procesos de convección y conducción.

En los secadores solares indirectos, la energía radiante calienta una corriente de aire en un colector solar, dicha corriente de aire es conducida a una cámara de deshidratado que contiene el material a secar, siendo un secado predominantemente convectivo.

Un secador solar directo está constituido por una cámara de secado con una cubierta transparente a la radiación solar. La radiación solar incide directamente sobre la superficie del material a secar, se eleva su temperatura y por medio de la evaporación del contenido de humedad lo deshidrata. Para evacuar el aire húmedo de la cabina o cámara se tiene una salida apropiada al diseño por la que fluye en convección natural o forzada.

La geometría de la cabina puede variar según la capacidad requerida, cuando es necesario incrementar la capacidad del secador indirecto, se recomienda que la geometría pase de una cabina cuadrada a una geometría tipo túnel.

Un secador solar indirecto consta principalmente de un colector solar de aire, una cámara de secado y en algunos casos un extractor de aire. De manera que en el colector, como se ha mencionado, transforma la radiación solar en energía térmica y eleva la temperatura del aire; este aire caliente es dirigido a la cámara de secado para elevar la temperatura superficial del material a deshidratar evaporando el contenido de humedad. Para evacuar el aire que ha ganado humedad y cedido temperatura se considera una salida apropiada al diseño y que puede ser de flujo natural empleando el efecto chimenea o de flujo forzado mediante extractores mecánicos.

Las configuraciones posibles entre el colector solar y la cámara de secado varían en función del producto, el diseño del secador y las condiciones de operación limitantes del proceso.

2.2.4.1 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 *et al.* 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. A continuación se presentan las principales características de diseños típicos de secadores solares.

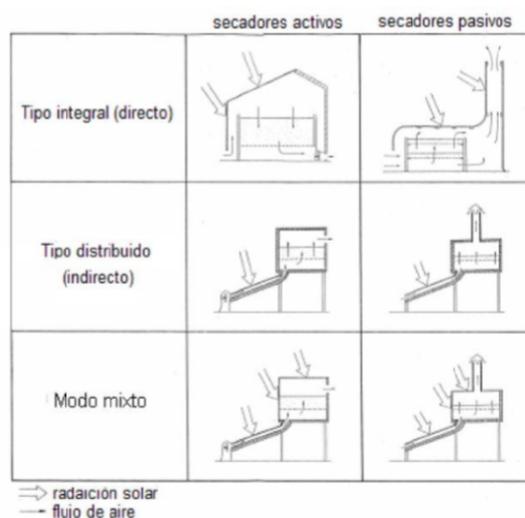


Figura 15. Diseños típicos de secadores solares (Martin *et al.* 2005)

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.

2.2.4.2 Principios de Secado Solar

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).

2.2.4.2.1 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.

2.2.4.2.2 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 57 y 58 donde m_a es la masa del agua, m_s es la masa de la materia seca y m_t es la masa total.

$$H_{bh} = \frac{m_a}{m_a + m_s} = \frac{m_a}{m_t} \quad (\text{Ecuación 60})$$

$$H_{bs} = \frac{m_a}{m_s} \quad (\text{Ecuación 61})$$

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.

$$H_{bh} = \frac{h_{bs}}{h_{bs} + 1} \quad (\text{Ecuación 62})$$

$$H_{bs} = \frac{h_{bh}}{1 - h_{bh}} \quad (\text{Ecuación 63})$$

2.2.4.2.3 Humedad de 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 HR frente a H_e (o viceversa) se obtiene una curva de equilibrio, que será distinta para cada sustancia y para cada temperatura (López. 2011).

2.2.4.3 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.

2.2.4.3.1 Velocidad de Secado

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

$$\dot{m}_{agua} = \dot{m}_a \Delta X \Delta H_{bs} = \dot{m}_s \Delta H_{bs} \quad (\text{Ecuación 64})$$

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

$$V = \frac{\dot{m}_{agua}}{m_s} = \frac{\Delta H_{bs}}{t} \quad (\text{Ecuación 65})$$

$$V_A = \frac{\dot{m}_{agua}}{A} = \dot{m}_s \frac{\Delta H_{bs}}{A} \quad (\text{Ecuación 66})$$

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

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t} = hA\Delta T = \dot{m}_{agua}L_v(T_h) \quad (\text{Ecuación 67})$$

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 15, 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.

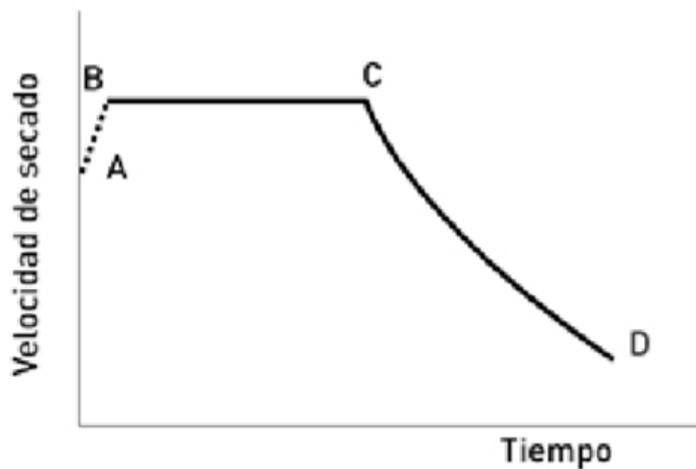


Figura 16. Curva de Secado

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 .

2.2.4.3.2 Tiempo de Secado

Tiempo de secado para el período de velocidad constante. La ecuación 65, permite el cálculo del tiempo de secado durante el período de velocidad constante, V_c (por unidad de masa de sólido seco):

$$t_c = \frac{m_s(H_0 - H_c)}{\dot{m}_{agua}} = \frac{H_0 - H_c}{V_c} \quad (\text{Ecuación 68})$$

La ecuación 66, permite el cálculo del tiempo de secado durante el período de velocidad decreciente, V_d :

$$t_d = (H_c/V_c) \ln(H_c/H_1) \quad (\text{Ecuación 69})$$

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

2.2.4.3.3 Eficiencia de 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 Sistemas de Biodigestión anaerobia

La digestión anaerobia es un proceso biológico en el que la materia orgánica en ausencia de oxígeno, y mediante la acción de un grupo de bacterias específicas se descompone en productos gaseosos o biogás (CH_4 , CO_2 , H_2 , H_2S , etc.), y sólidos estabilizados como mezcla de productos minerales (N, P, K, Ca, etc.).

El biogás contiene un alto porcentaje en metano, CH_4 (entre 50-70% en dependencia de la materia prima), por lo que es susceptible de un aprovechamiento energético mediante su combustión.

Este proceso de degradación de la materia orgánica involucra diversas etapas bioquímicas y microbiológicas mucho más complejas que la digestión aerobia

debido al gran número de rutas que puede utilizar un consorcio anaerobio para la bioconversión de las sustancias orgánicas.

Sin embargo existen factores fisicoquímicos y las condiciones de proceso, tales como pH, temperatura, tiempo de retención hidráulico (TRH) y de biomasa (TRS), así como la naturaleza y composición del sustrato que determinan el hábitat adecuado para uno u otro tipo de organismo. Los cambios en las condiciones físicas o biológicas del medio implican cambios metabólicos y de adaptación de las distintas especies, alterando o modificando la actividad natural de las poblaciones implicadas.

Así durante la fase de puesta en marcha del proceso anaerobio, las distintas familias microbianas evolucionan hasta que la biocenosis se estabiliza y todos los grupos alcanzan sus propiedades finales, siendo la composición del sustrato el que determina el grado de desarrollo de las distintas micropoblaciones en el interior del sistema (Aoi, 2002; Pérez, 1995).

La digestión anaerobia está caracterizada por la existencia de varias fases consecutivas diferenciadas en el proceso de degradación del sustrato, interviniendo cinco grandes poblaciones de *microorganismos*: *bacterias hidrolíticas-acidogénicas*, *acetogénicas*, *homoacetogénicas*, *metanogénicas hidrogenófilas* y *metanogénicas acetoclásticas*.

Estas poblaciones se caracterizan por su crecimiento a diferentes velocidades y por su sensibilidad a cada compuesto intermedio como inhibidor (por ejemplo, H₂, ácido acético o amoníaco producido de la acidogénesis de aminoácidos). Esto implica que cada etapa presentará diferentes velocidades de reacción según la

composición del substrato y que el desarrollo estable del proceso global requerirá de un equilibrio que evite la acumulación de compuestos intermedios inhibidores o la acumulación de ácidos grasos volátiles (AGV), que podría producir una bajada del pH.

Para la estabilidad del pH es importante el equilibrio CO_2 -bicarbonato. Para hacer posible algunas reacciones es necesaria la asociación sintrófica entre bacterias acetogénicas y metanogénicas, creando agregados de bacterias de estas diferentes poblaciones.

Esto implica que el arranque de los reactores sea en general lento, requiriendo tiempos que pueden ser del orden de meses. En general, la velocidad del proceso está limitada por la velocidad de la etapa más lenta, la cual depende de la composición de cada residuo. Para sustratos solubles, la fase limitante acostumbra a ser la metanogénesis, y para aumentar la velocidad la estrategia consiste en adoptar diseños que permitan una elevada concentración de microorganismos acetogénicos y metanogénicos en el reactor. Con esto se pueden conseguir sistemas con tiempo de proceso del orden de días.

Para residuos en los que la materia orgánica esté en forma de partículas, la fase limitante es la hidrólisis, proceso enzimático cuya velocidad depende de la superficie de las partículas. Usualmente, esta limitación hace que los tiempos de proceso sean del orden de semanas, de dos a tres. Originalmente los tiempos de retención hidráulicos (TRH) en estos procesos solían ser de 60 días o más, descubriéndose posteriormente que la descomposición se aceleraba mezclando y calentando el reactor a 35°C para homogenizar el sistema. Con ello se obtuvo

TRH de 15 a 20 días lo cual los convirtió en sistemas muy populares de degradación de materia orgánica.

De acuerdo al sustrato utilizado, los microorganismos se pueden clasificar en autótrofos y heterótrofos. Los heterótrofos utilizan la materia orgánica como fuente de energía y de carbono para la síntesis de nuevos microorganismos, mientras que los autótrofos oxidan los compuestos inorgánicos para la obtención de energía utilizando el CO₂ como fuente de carbono (Gavrilescu *et al.* 2000). En el proceso anaerobio las bacterias implicadas son de carácter heterótrofa, excepto las bacterias metanogénicas “que utilizan hidrógeno”.

El metabolismo microbiano es un entrecruzamiento de dos actividades íntimamente interconectadas pero divergentes: los procesos anabólicos relacionados con la construcción de material celular y los procesos catabólicos, en los que se libera energía necesaria para el anabolismo y el mantenimiento de las funciones vitales del microorganismo. El acoplamiento de los procesos catabólicos anabólicos es la base de toda la bioquímica microbiana (Krause *et Russell*, 1996).

El metabolismo anaerobio está condicionado en gran medida, por la acción de bacterias metanogénicas. Éstas bacterias utilizan un número muy limitado de sustratos (acetato, H₂ y CO₂), presentando tiempos de duplicación (2-12 días) muy superiores a la mayoría de las especies que cohabitan con ellas en el biodigestor y generalmente, están involucradas en la etapa limitante del proceso anaerobio.

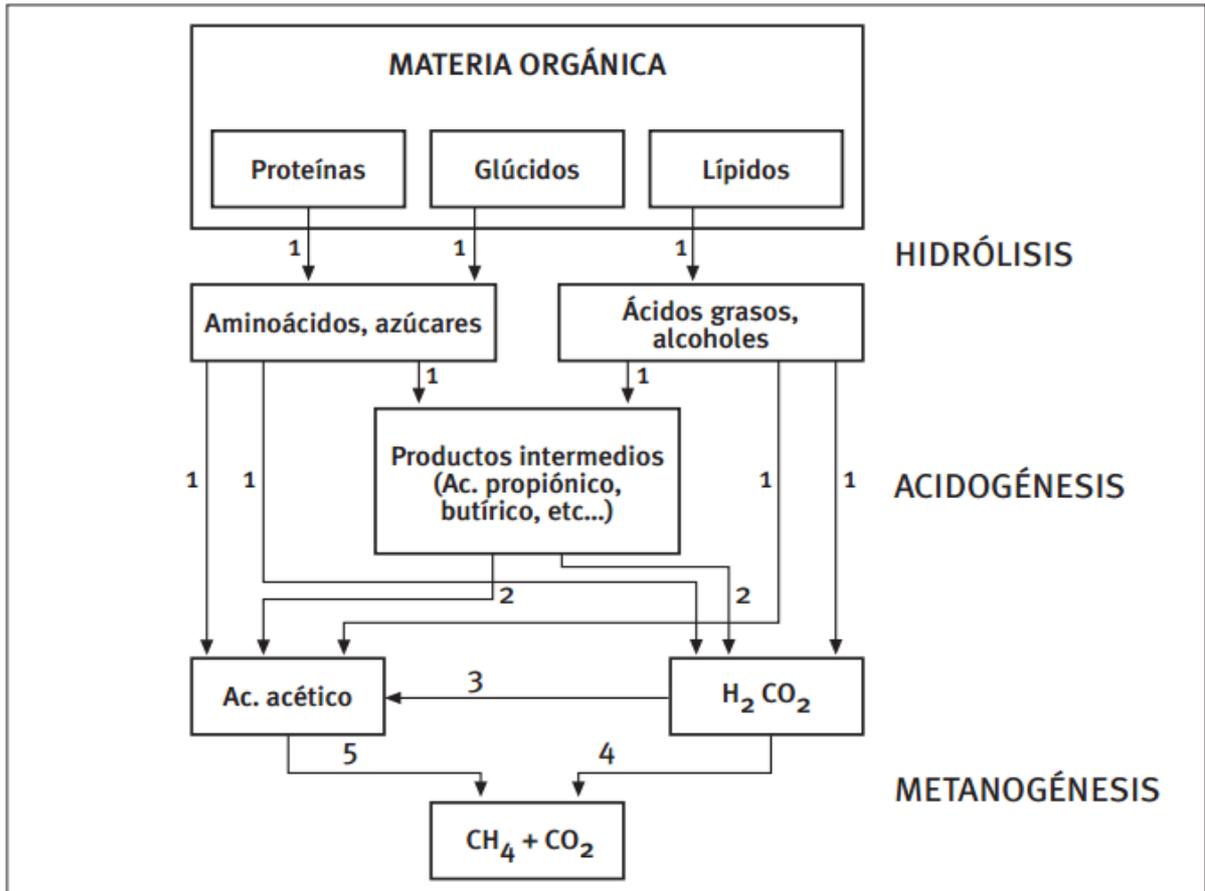


Figura 17. Fases de la fermentación anaerobia y poblaciones de microorganismos: 1) Bacterias hidrolíticas-acidogénicas; 2) Bacterias acetogénicas; 3) Bacterias homoacetogénicas; 4) Bacterias metanogénicas hidrogenófilas; 5) Bacterias metanogénicas acetoclásticas (GIRO. 2005)

La hidrólisis está en función de varios factores como el pH, temperatura, tipo de materia orgánica particulada, composición y del tamaño de las partículas del sustrato, del propio sustrato y la alta concentración de productos intermediarios ya que pueden inhibir el proceso (Hans *et al.* 2000).

En esta etapa, los materiales orgánicos complejos se descomponen, el resultado son monómeros solubles, las proteínas se desdoblán en aminoácidos; grasas a ácidos grasos, glicerol a triglicéridos; los carbohidratos complejos tales como

polisacáridos, celulosa, lignina, almidón y fibra se convierten a azúcares, tales como glucosa.

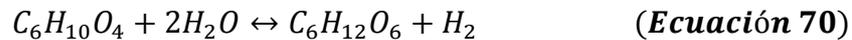
Existen estudios comprobados que señalan que los productos de la degradación de tales polímeros dependen de la naturaleza del inóculo, según se trabaje con cepas puras de microorganismos hidrolíticos, o por el contrario se utilicen cultivos mixtos. Si la materia inoculada es de base compleja, la fase hidrolítica es relativamente lenta. Los carbohidratos por ejemplo, se utilizan para ser convertidos más rápidamente vía hidrólisis a los azúcares simples y para ser fermentados posteriormente hasta ácidos Grasos Volátiles (AGV's) (Mata-Álvarez *et al.* 2003).

Entre las bacterias proteolíticas más frecuentes en los biodigestores anaerobios son del género *Clostridium spp.* (Sánchez *et al.* 2000).

En resumen, la etapa hidrolítica es decisiva en la degradación de sustratos poliméricos pudiendo ser la etapa controlante de la reacción. Esta etapa es catalizada por enzimas extracelulares formadas por bacterias acidogénicas, las cuales son: celulasas, amilasas y proteasas.

Los productos procedentes de la hidrólisis de macromoléculas orgánicas son metabolizados en el interior celular siguiendo diferentes rutas según su naturaleza. Las reacciones de hidrólisis son fuertemente exergónicas y su velocidad viene limitada en gran parte, por el grado de trituración o el tamaño de las partículas a hidrolizar (McCarthy *et al.* 2001).

La reacción de la hidrólisis se analiza tomando en cuenta entonces como base un azúcar simple, en este caso la glucosa, por lo que se representa de la siguiente forma:



Después de la hidrólisis continúa la acidogénesis, fase en la cual se producen grandes cantidades de ácidos. En este proceso, las bacterias acidogénicas transforman los productos de la hidrólisis en ácidos grasos volátiles (por ejemplo, propiónico, fórmico, láctico, butírico o succínico) de cadena corta, compuestos orgánicos simples, las cetonas y los alcoholes. Las concentraciones específicas de los productos formados en esta etapa varían con el tipo de bacterias y las condiciones de cultivo, tales como la temperatura y el pH (Ostrem, 2004).

Las reacciones típicas en las etapas generadoras de ácido se muestran a continuación. En la ecuación 68, la glucosa se convierte a etanol y en la ecuación 69, la glucosa se transforma en propionato (Rittman, 2001):

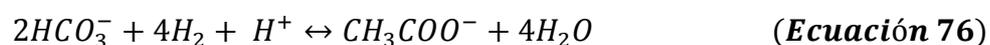
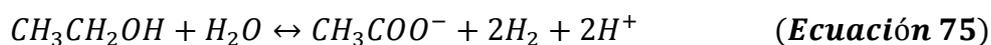
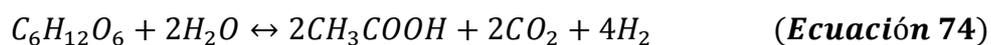
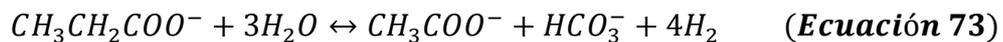


La etapa siguiente de la acidogénesis se considera a menudo como acetogénesis que inicia en formación ácida. La acetogénesis ocurre con la fermentación de carbohidratos, donde el acetato es el producto principal, además de que se generan otros productos metabólicos. El resultado es una combinación de acetato, dióxido de carbono (CO₂) e hidrógeno (H₂).

Los ácidos grasos de cadena larga, formados de la hidrólisis de lípidos, se oxidan a acetato o se forma propionato e hidrógeno (Ecuación 73). Otras reacciones en la acetogénesis involucran la conversión de la glucosa (ecuación 74), etanol (Ecuación 75) y bicarbonato y acetato (Ecuación 76).

Bajo condiciones normales, la presencia de hidrógeno en la solución inhibe la oxidación, por lo tanto el papel del hidrógeno como intermediario es de importancia crítica a las reacciones de digestión anaerobia (Ostrem, 2004). La reacción procede solamente si la presión parcial del hidrógeno es bastante baja para permitir la conversión termodinámica.

La presencia de bacterias que consumen hidrógeno, es necesaria para asegurar viabilidad termodinámica y así la conversión de todos los ácidos. Consecuentemente la concentración del hidrógeno, medida por la presión parcial, es un indicador de la salud de un digestor (Mata-Álvarez, 2003).



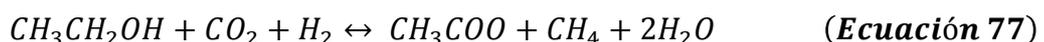
La transición del sustrato del material orgánico a los ácidos orgánicos en etapa ácida causa que el pH disminuya. Esto es benéfico para las bacterias acidogénicas y acetogénicas que prefieren un ambiente levemente ácido, (pH de 4.5 a 5.5) y son menos sensibles a los cambios en la corriente entrante de la

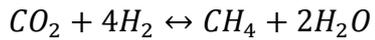
alimentación, pero es negativo para las bacterias implicadas en la etapa siguiente de metanogénesis (Ostrem, 2004)

La metanogénesis es el último paso del proceso de degradación anaerobia de la materia orgánica. En esta etapa, la mayor parte de la energía química contenida en el sustrato es convertida en metano por actuación de las bacterias metanogénicas. Este grupo bacteriano requiere condiciones ambientales muy estrictas para su desarrollo y de elementos tales como: vitaminas, trazas minerales no usuales (como Ni y Co), AGV de cadena corta (ácido propiónico, butírico, valérico, etc.), cofactores específicos, etc. (McCarthy *et al.* 2001).

Los organismos metanogénicos se clasifican dentro del dominio Archaea y morfológicamente pueden ser bacilos cortos y largos, cocos de varias ordenaciones celulares, células en forma de placas y metanógenos filamentosos, existiendo tanto gram positivos como gram negativos. Todas las bacterias metanogénicas que se han estudiado poseen coenzimas especiales, siendo la coenzima M, la que participa en el paso final de la formación de metano (Madigan *et al.* 1998).

Dos terceras partes de esta etapa se derivan de la conversión de acetato o de la fermentación de un alcohol y el otro tercio es el resultado de la reducción de CO₂, H₂:





(Ecuación 80)

La metanogénesis es muy sensible a los cambios de pH y prefiere un ambiente neutro o levemente alcalino. Si se permite que el pH baje de 6.5, las bacterias metanogénicas tendrían pocas posibilidades de desarrollarse.

Cada microorganismo en el proceso de degradación anaerobia tiene un rango de pH óptimo para su crecimiento. El pH estable indica equilibrio del sistema y estabilidad del digestor. Un pH descendente puede apuntar en dirección de inestabilidad ácida por acumulación de Ácidos Grasos Volátiles. La mayoría de las bacterias metanogénicas funcionan en un rango de pH entre 6.5 y 8.2 (Anderson *et al.* 1992).

Un pH ácido indica el inicio del proceso anaerobio, cuando la actividad de las bacterias acidogénicas es mayor que las otras, se producen y acumular altos volúmenes de ácidos orgánicos y el pH comienza a descender. Un nivel de pH inhibitorio para los metanogénicos es de 6.4 (Monnet. 2004).

Por otra parte, la metanogénesis puede dar lugar a una concentración más alta de amoníaco, aumentando el pH hasta 8.0, lo cual impedirá la acidogénesis (Lusk. 1999). Esto puede ser reversible alimentando una mayor cantidad de materia fresca, que estimulará la etapa de acidogénesis y por consecuencia la formación de ácidos orgánicos. Cuando la acumulación de metano aumenta rápidamente indica que hay un balance en las etapas (Nguyen *et al.*, 2007).

Los microorganismos metanogénicos son considerados los más sensibles a la toxicidad de intermediarios que los demás presentes en la degradación anaeróbica. La inhibición de la actividad microbiana por concentraciones elevadas

de NH_3 , H_2S y AGV's (ácido acético, propiónico y butírico) es dependiente del pH porque solo las formas no ionizadas son las que exhiben toxicidad microbiana. Cuando se estabiliza la concentración de ácido acético comparada con ácido propiónico indica una estabilidad en el funcionamiento del proceso (Inanc et al., 1996). Por otro lado el NH_3 es inhibidor a pH mayor que 7, el H_2S y los AGV's son tóxicos a pH menor a 7 (Álvarez, 2004).

En un proceso de tratamiento anaerobio de una sola etapa el pH debería mantenerse a la neutralidad dado que las bacterias acidogénicas también trabajan a un pH neutro y la etapa metanogénica requiere dicho pH para producir metano (Álvarez, 2004) y es frecuente la etapa limitante.

La temperatura es quizás uno de los parámetros más críticos a mantener, ya que existe una dependencia directa con el proceso de digestión anaerobia (Hammand *et al.* 1999), especialmente en la metanogénesis donde la actividad incrementa con la temperatura.

Las bacterias anaerobias pueden desarrollarse en un amplio intervalo de temperatura, se ha mencionado el intervalo mesofílico que va de 20°C a 40°C , el termofílico de 50°C a 65°C y el psicofílico menor a 20°C , pero en este último las bacterias actúan a velocidades muy bajas (Monnet. 2004).

La temperatura óptima puede variar dependiendo de la composición de la materia de base y del tipo de digestor, pero en la mayoría de los procesos anaerobios es importante mantenerla constante para sostener una tasa de producción de biogás.

A temperatura termofílica el proceso es más eficiente en cuanto a la producción de biogás se refiere, ya que normalmente las tasas de producción de metabolitos

son mayores, pero el proceso es más sensible a los cambios de algunas de sus variables como el pH y la misma temperatura, esto hace que el proceso sea más sensible que el mesofílico, por lo que la estabilidad del mesofílico lo hace más atractivo (Monnet, 2004).

La temperatura óptima para la digestión anaerobia es de 35°C, Golueken (2002), presentó el comportamiento general del proceso de digestión anaerobia con respecto a la temperatura (**Figura 17**) y confirma que el mayor índice de producción en intervalo mesofílico es a 35°C.

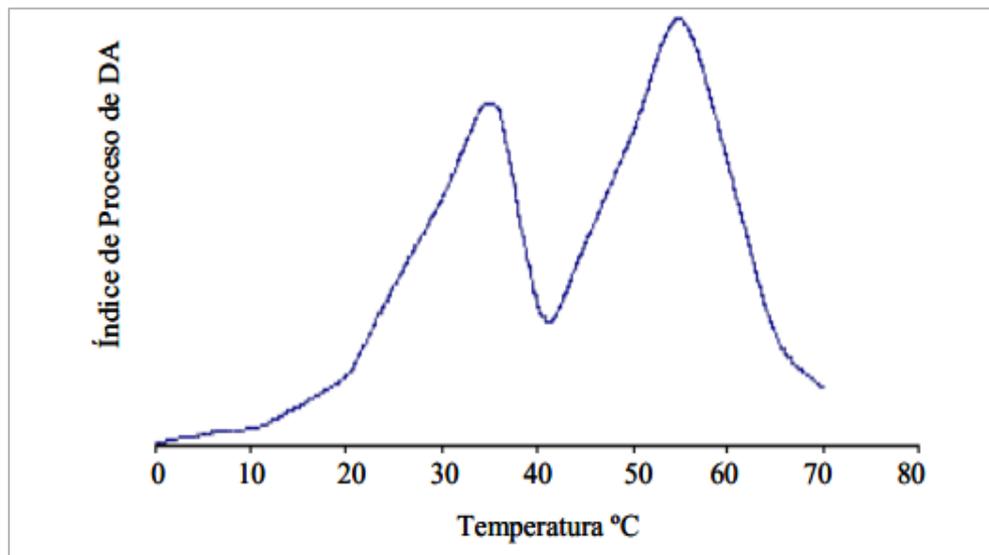


Figura 18. Comportamiento del proceso de Digestión anaerobia en función de la Temperatura. (Mata-Álvarez, 2004)

El nitrógeno representa alrededor de 12% en peso de la célula, mientras que el fósforo supone el 2%. El nitrógeno debe estar en forma reducida (NH_3 o nitrógeno orgánico) para el tratamiento anaerobio ya que como nitrato o nitrito es más probable que se pierda por desnitrificación en el entorno anaerobio, se recomienda que la adición de nitrógeno sea con cloruro de amonio (Rittman, 2001).

La relación C: N es una medida de las cantidades relativas de carbón orgánico y de nitrógeno presentes en la materia de base. Esta relación depende del tipo de residuos que se integren en el proceso de Digestión anaerobia. Sabiendo que la relación óptima C: N es entre 20 y 30, la mayoría de las fuentes han citado 25 como el nivel ideal (Ostrem, 2004).

El tiempo de retención hidráulico (TRH) es el tiempo que se mantiene la materia orgánica dentro del digestor, varía con los parámetros del proceso, tales como temperatura y composición de los residuos. Bajo condiciones mesofílicas el rango es de 15 a 30 días y en condiciones termofílicas es de 12-14 días (Monnet, 2004).

Un parámetro final de control es la carga orgánica ya que si se pretende que el proceso sea continuo, es importante determinar la cantidad de materia orgánica a agregar en un determinado TRH, de lo contrario se excede la carga orgánica, ocasionando que el proceso se desestabilice debido a que las bacterias acidogénicas producirían ácido rápidamente y las metanogénicas no podrían consumir éstos ácidos a la misma velocidad de producción. Si el pH disminuyera se inhiben las bacterias metanogénicas y se detiene el proceso de digestión anaerobia. Un indicador de esto sería la baja producción de biogás en un pH ácido, aunque existen otros parámetros que pueden ser supervisados como la presión parcial de H_2 , presencia bacteriana, contenido de sólidos y formación de metano. Cada uno de éstos significaría una desviación del equilibrio que daría advertencia de lo que estaría sucediendo en el proceso, permitiendo establecer etapas de restauración antes de que muchas bacterias mueran (Van Rollegam, 2003).

En función de la tipología de reactor debe transferirse al sistema el nivel de energía necesario para favorecer la transferencia de sustrato a cada población o agregados de bacterias, así como homogeneizar para mantener concentraciones medias bajas de inhibidores.

2.3.1 Biodigestor

Los biodigestores son reactores anaerobios que permiten llevar a cabo el proceso de degradación biológica de material orgánico en ausencia de oxígeno con fines de producción de biogás combustible para su aprovechamiento y reducción de emisiones de metano a la atmósfera.

En la presente tesis se trabajó con un diseño bajo patente que es construido con materiales disponibles en la región y que permite llevar a cabo de manera eficaz la digestión anaerobia.

2.3.2 Biogás

El biogás es una mezcla gaseosa formada, principalmente, por metano y dióxido de carbono y pequeñas porciones de otros gases, como H₂S, H₂, NH₃, etc. La composición del biogás depende del material digerido y del funcionamiento del proceso. El potencial calorífico inferior del biogás es aproximadamente de 5.250 kcal/m³ para una riqueza en metano del 60%.

La aportación energética del biogás está estrechamente relacionada con la Demanda Química de Oxígeno. Para un sistema anaerobio, la DQO puede considerarse un parámetro conservativo, es decir, la suma de las DQO de entrada debe ser igual a la suma de las DQO de salida:

$$\text{DQO}_{\text{influyente}} = \text{DQO}_{\text{efluente}} + \text{DQO}_{\text{biogás}}$$

Si se considera un biogás formado exclusivamente por CH_4 y CO_2 , y teniendo en cuenta que la DQO del CO_2 es nula, la DQO eliminada en el residuo se correspondería con la DQO obtenida en forma de metano, lo cual significa 2,857 kg DQO por m^3 CH_4 , o 0.35 m^3 de CH_4 por kg de DQO eliminada, a $P=1$ at y $T=^\circ\text{C}$, o 0.38 m^3 de CH_4 a $P=1$ at y 25°C .

Atendiendo a la potencia calorífica del metano, estos valores corresponderían aproximadamente a 3.5 kWh/kg DQO eliminada, en unidades de energía primaria.

Esto confiere a los sistemas anaerobios una clara ventaja frente a los sistemas aerobios de tratamiento de residuos orgánicos y aguas residuales, para los cuales el consumo de energía para transferir oxígeno se encuentra alrededor de 1 kWh/kg O_2 consumido. Variaciones sobre los valores anteriores pueden ser debidas a posibles acumulaciones en el reactor, a la producción de otros gases (H_2 , H_2S , etc.), o a que la DQO medida no sea tan solo debida al carbono oxidable.

En la Figura 18 se ilustra esta conservación de la DQO en el proceso de digestión anaerobia para un residuo con un 10% de la DQO no biodegradable, en el que el 90% de la DQO inicial se transforma en CH_4 .

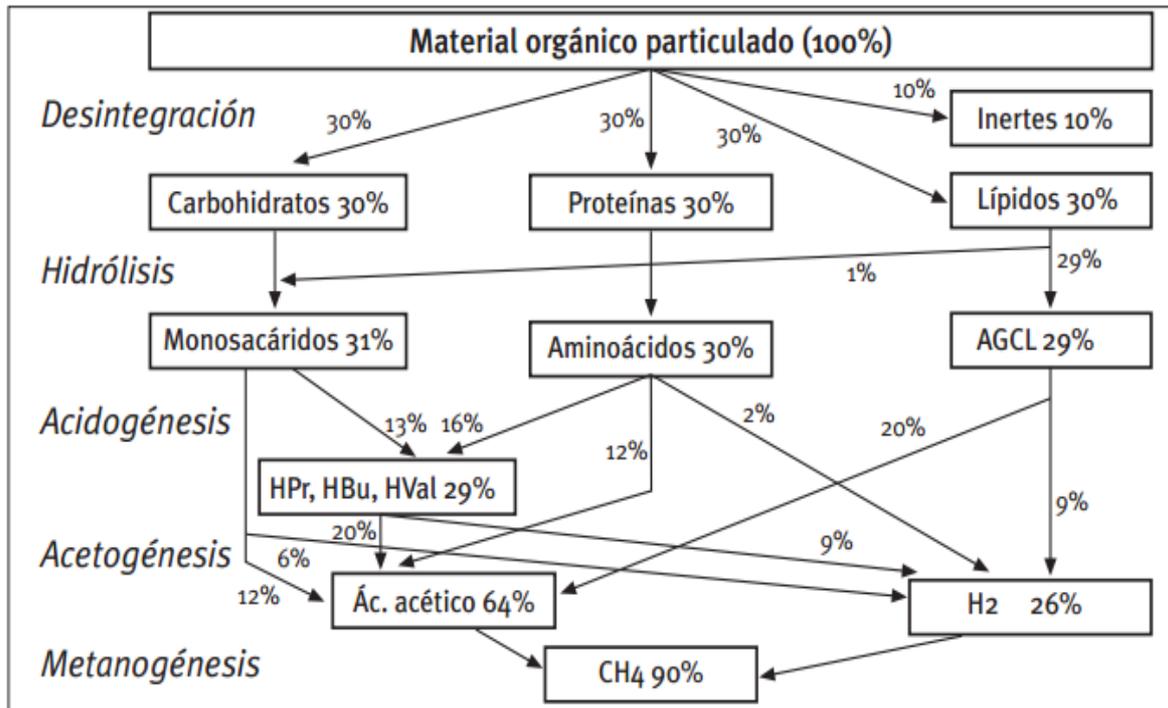


Figura 19. Flujo de DQO (Demanda Química de Oxígeno) en el proceso de digestión anaerobia de materia orgánica particulada, formada por un 10% de materiales inertes y un 90% de hidratos de carbono, proteínas y lípidos, a partes iguales. El ácido propiónico (HPr, 10%), ácido butírico (HBU, 12%) y ácido valérico (HVal, 7%) se han agrupado para simplificar el esquema. AGCL: ácidos grasos de cadena larga. (Batstone *et al.* 2002)

CAPÍTULO III.

METODOLOGÍA

3.1 Introducción

En este capítulo se aborda la metodología seguida en la presente tesis para el cumplimiento del objetivo general planteado a través de los objetivos particulares, de tal manera que este capítulo es seccionado en tres apartados que aborda los temas específicos de diseño (del secador, biodigestor y sistema híbrido), la construcción de cada dispositivo y el sistema, así como la evaluación del sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás.

De acuerdo a los objetivos planteados, la primera parte abordará los pasos hacia el diseño del secador solar que se ubicará en el emplazamiento que ocupa el Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico en Energías Renovables de la Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas ($16^{\circ}46'38''$ N $93^{\circ}7'16''$ O); así como los pasos hacia el diseño del Biodigestor anaerobio, la estimación de generación de biogás y la determinación del aporte energético del mismo. De igual manera, se presenta el diseño del sistema híbrido, objetivo principal de esta tesis.

Cabe resaltar que la presente tesis describe dispositivos únicos en su tipo y en su momento, de ser posible, se plantea el registro bajo patente de los mismos.

En la segunda parte se aborda los pasos a seguir para la construcción de los dispositivos, segundo objetivo particular, donde se realiza un análisis de los

materiales disponibles en la región, así como la adquisición de los mismos y la incorporación del sistema híbrido.

En una tercera sección se aborda la evaluación del sistema desarrollado así como un análisis comparativo del comportamiento descrito por cada uno de los dispositivos de forma individual y en diferentes condiciones, donde además se presenta la conclusión del capítulo.

3.2 Diseño del Secador Solar

El diseño del secador solar parte de la idea general del funcionamiento multipropósito que a diferencia de otros diseños que suministran la energía requerida para el deshidratado de un solo producto, éste diseño considera el suministro energético para el deshidratado de diversos productos.

De acuerdo a la revisión bibliográfica, a los antecedentes revisados en el punto 1.8 y a la clasificación de los sistemas mencionados en el apartado 2.2.4.1 en el capítulo anterior de esta tesis, se considera el diseño de un secador indirecto que evite la exposición directa de los alimentos a la radiación solar para evitar posibles reacciones químicas que alteren su contenido nutricional y propiedades organolépticas y culminen en la degradación de la calidad del producto.

El diseño planteado contará con un colector solar de aire con una cubierta a dos aguas, de flujo forzado en ambos lados del colector para permitir una mayor captación de la radiación solar incidente durante el día y durante cualquier período del año.

Se considera que el dispositivo emplee materiales de alta calidad, accesibilidad, con propiedades térmicas que permitan la construcción modular escalable en base a las necesidades de secado para los productos y usuarios; aunado a lo anterior, se considera que el sistema permita el acoplamiento del sistema de soporte térmico basado en la combustión de biogás. A continuación se presenta el diseño mecánico del secador solar elaborado en el programa computacional SOLIDWORKS 2012.



Figura 20. Diseño mecánico de la cámara de secado

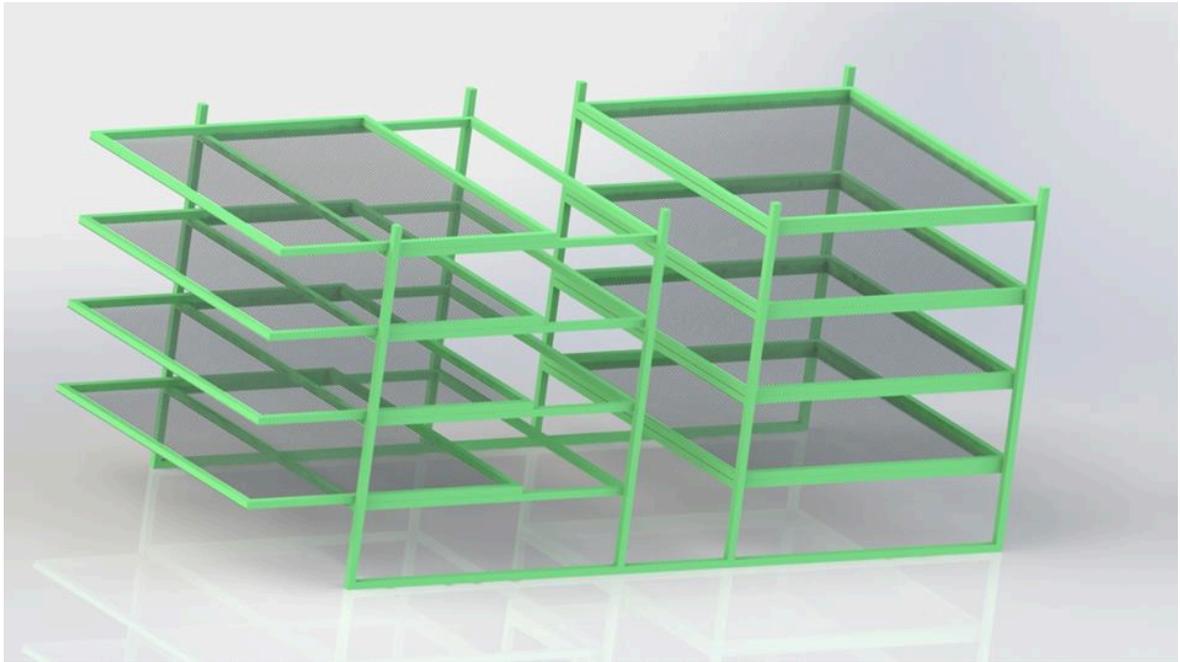


Figura 21. Diseño mecánico de las bandejas del secador solar

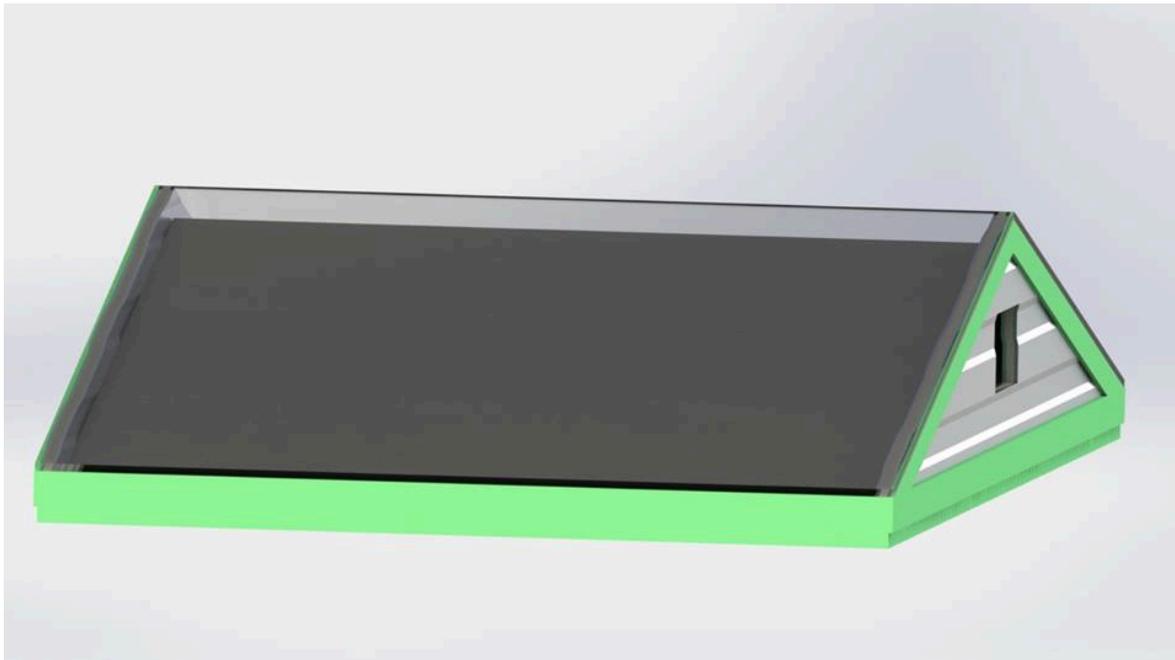


Figura 22. Diseño mecánico del colector a dos aguas del secador solar



Figura 23. Corte transversal del colector solar a dos aguas



Figura 24. Vista final del diseño mecánico del secador solar

De acuerdo a lo establecido por Weiss en 2005, la demanda energética para algunos productos es la representada en la siguiente tabla, especificando la temperatura, energía así como el contenido de humedad para cada uno de los productos mencionados.

Tabla 5. Demanda energética por producto (Weiss *et al.* 2005)

Producto	Contenido de humedad (%)		Temperatura crítica (°C)	Energía requerida (MJ/Kg)
	Inicial	Final		
FRUTAS				
Plátano	70-80	7-15	70	1.679
Durazno	85	15-25	65	1.666
Mango	80-85	12-18	70	1.564
Manzana	80-85	20-24	70	1.502
Uva	75-80	15-20	70	1.444
Requerimientos extremos	85	7	70	1.7
HOJAS				
Tabaco	70-85	11-25	70	1.592
VERDURAS				
Papa	70-75	8-13	75	1.453
Chile	75-80	5-14	90	1.010
Tomate	75	35	75	0.963
Requerimientos extremos	80	8	90	1.5
GRANOS				
Café	45-65	10-12	45	0.855-0.865
Cacao	60-65	25-30	50	0.800-0.850
Maíz	20-35	10-15	60	0.254-0.565
Arroz	20-30	12-18	60	0.218-0.351
Trigo	15-20	13-14	50	0.055-0.193
Requerimientos extremos	65	10	60	1

Se considera que el diseño tenga una capacidad de aproximadamente 15 kg de productos a deshidratar y que en base a lo mostrado en la Tabla 4 se encuentra que la mayor cantidad de humedad la presentan las frutas y el tabaco con una humedad inicial de 85%, como los fines de la presente tesis contemplan que el sistema sea multipropósito y pueda deshidratar una amplia variedad de productos se toma este valor como representativo de la máxima humedad inicial de los diversos productos a deshidratar. De igual manera, se considera el valor de humedad mínima para requerimientos extremos del 7%. Otro parámetro importante es la temperatura crítica de los productos, es decir se debe procurar que el sistema de deshidratado multipropósito no rebase dicha temperatura en orden de poder mantener las propiedades nutricionales de los productos ni las propiedades organolépticas de los mismos; considerando lo anterior, la temperatura del sistema de deshidratado solar-biogás no debe rebasar los 60 °C de temperatura de operación.

En base a las consideraciones anteriores, es necesario llevar a cabo los siguientes procesos para el desarrollo del sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás:

- Estimaciones de la cantidad de energía para el secado del producto.
- Estimaciones del flujo de aire.
- Estimaciones de la superficie de captación.

Estas estimaciones se llevan a cabo de manera analítica tomando en cuenta lo reportado por Weiss en el 2005.

Como primer paso, se lleva a cabo la estimación de la cantidad de humedad a eliminar en los productos, empleando la ecuación 78 descrita a continuación.

$$P_{he} = \frac{[H_i - H_f]}{100 - H_f} * 100 (M_p) \quad (\text{Ecuación 81})$$

P_{he} = Porcentaje de humedad a eliminar

H_i = Fracción inicial de humedad base húmeda

H_f = Fracción final de humedad en base húmeda

M_p = masa del material a secar

Analíticamente, se estima que la cantidad a eliminar es directamente proporcional al producto de la masa inicial total del producto multiplicada por la diferencia de las fracciones inicial y final del producto en base húmeda e inversamente proporcional a la diferencia de la unidad menos la fracción final de la humedad en base húmeda.

$$P_{he} = \frac{[0.85-0.07]}{100-0.07} * 100 (15kg) = 11.70 \text{ kg de agua a evaporar}$$

Una vez estimada la cantidad de agua a evaporar (11.78 kg) se estima analíticamente la cantidad de producto seco, como se muestra a continuación

$$(15 \text{ kg} - 11.78 \text{ kg}) = 3.3 \text{ kg}$$

De manera que la cantidad de producto seco que se puede obtener es de aproximadamente 3.3 kg.

De igual manera, es reportado por Gama en 2005 que un secador solar en buen estado alcanza un consumo (suministro) energético de aproximadamente 4,185 kJ por kilogramo de agua evaporada, esta cantidad es la suma de los componentes de consumo energético del sistema, establecido de la siguiente manera: 2, 511 kJ

empleados en el calor latente de evaporación, 1, 255 kJ que se pierden por calor sensible en el aire, 125 kJ por pérdidas de conducción, convección y radiación hacia el exterior de la cámara de secado y alrededor de 355 kJ por pérdidas en el calor transportado por el producto. Cabe señalar que la suma directa de las cantidades presenta una variación de 41 kJ y es debido a las variaciones de las pérdidas.

El valor de 2,511 kJ/kg de agua no puede ser disminuido de ninguna forma, pues es el calor mínimo que se requiere para evaporar el agua. Las otras pérdidas se pueden reducir en una cierta forma por medio de mejoramiento en el diseño del secador.

A partir de los kg de agua a evaporar se puede calcular la cantidad de energía a suministrar, tomándose el valor recomendado de 4,185 kJ por kg agua evaporada, mediante la siguiente ecuación:

$$Q_s = (4,185 \text{ kJ/kg})(P_{he}) \text{ (Ecuación 82)}$$

$$Q_s = (4,185 \text{ kJ/kg})(11.708 \text{ kg}) = 48\,997.98 \text{ kJ}$$

Una vez estimada la cantidad de agua a evaporar y el consumo energético, se procede a determinar la cantidad de aire para transportar la cantidad de calor para mantener la temperatura de trabajo preestablecida.

Para fines de estimación del flujo volumétrico, se considera que se requiere un suministro de 48 997.98 kJ de energía. Considerando la temperatura de operación de 60°C y una temperatura ambiente media del emplazamiento de 25.4 °C (INEGI. 2010), se tiene una ΔT de 34.6 °C.

$$V_A = \frac{Q_s}{C_p(T_o - T_G)} \quad (\text{Ecuación 83})$$

Donde:

V_A = Flujo volumetrico de aire en m^3/h .

Q_s = Calor a suministrar al secador kJ/h; para este caso estimado en 48,997.98 kJ/h

C_p = Calor específico volumétrico del aire igual a 1.283 kJ/m³ °C.

Para un suministro energético de 326,660.175 kJ/h , se obtiene un valor de V_A , aplicando la ecuación anterior.

$$V_A = \frac{48,997.98 \text{ kJ/h}}{(1.283 \text{ kJ/m}^3\text{°C})(34.6 \text{ °C})} = 1,103.76 \text{ m}^3/h$$

Para el cálculo de la superficie necesaria de captación solar A_C se requiere la energía térmica a suministrar en este caso el calor requerido por día para evaporar el agua del producto en el intervalo de humedades establecidas, la fracción de la energía solar a suministrar, la irradiancia solar promedio anual y la eficiencia térmica promedio del sistema solar.

Para este caso, se supone una fracción solar, FS, del 80%, con una irradiancia promedio anual I, de 7.3 GJ/m² año (Gama. 2011), con una eficiencia térmica del sistema solar del 85% (López. 2011). El cálculo de A_c se efectúa con la siguiente relación:

$$A_c = \frac{\text{No. días al año}(Q_s)FS}{I(n_{ss})} \quad (\text{Ecuación 84})$$

Sustituyendo los valores se tiene:

$$A_c = \frac{365(0.048997 \text{ GJ})0.80}{7.3 \frac{\text{GJ}}{\text{m}^2(0.85)}} = 2.3 \text{ m}^2$$

Para el diseño de la cámara de secado se tienen las siguientes estimaciones.

$$A_{da} = \frac{W_w}{\rho_{gr} h L \varepsilon (1 - \varepsilon_v)} \quad (\text{Ecuación 85})$$

Donde:

W_w = masa de la cosecha a secar

ρ_{gr} = Densidad aparente de la cosecha en base húmeda

hL = Capa de espesor de la cámara de secado

ε = Porosidad de la cosecha

ε_v = fracción vacía de la cámara de secado

A continuación se presentan las consideraciones de diseño para una variedad de productos.

Tabla 6. Consideraciones de diseño.

	Humedad a eliminar (kg)	Consumo energético (KJ/h)	Flujo de aire (m³/h)	Área de captación (m²)
Producto (15 kg)	$P_{he} = \frac{[H_i - H_f]}{100 - H_f} * 100$ (15 kg)	$Q_s = (4,185 \text{ kJ/kg})(P_{he})$	$V_A = \frac{Q_s}{C_p(T_o - T_a)}$	$A_c = \frac{\text{No. días al año}(Q_s)FS}{I(n_{ss})}$
Frutas	11.71	49,006.35	430.78	2.30
Hojas	11.11	46,495.35	421.12	2.19
Verduras	10.81	45,239.85	344.00	2.13
Granos	8.26	34,568.1	680.51	1.63

Tomando en cuenta los parámetros anteriores para el cumplimiento del requerimiento energético para llevar a cabo de forma efectiva el proceso de deshidratado se considera en la construcción del equipo materiales de alta durabilidad y accesibilidad para la construcción.

Para la construcción del sistema se empleó una estructura metálica capaz de dar rigidez y mantener unidos a los componentes del sistema solar-biogás. Esta estructura fue construida empleando ángulos de hierro fundido de 1 ½” protegido con una pintura primaria que permita extender el tiempo de vida de la estructura.

Las paredes de la cámara de secado, el fondo y los laterales del colector están constituidas por un panel comercial con aislamiento de espuma de poliuretano en el medio y caras de metal recubierto de pintura clara.



Figura 25. Estructura del secador solar



Figura 26. Construcción del colector solar



Figura 27. Instalación del sistema de flujo forzado del secador solar



Figura 28. Ensamblado del secador solar



Figura 29. Vista frontal del secador solar



Figura 30. Vista lateral del secador solar

3.3 Diseño del Biodigestor

El biodigestor que se empleará es denominado Biodigestor Rígido DM-1 que tiene una capacidad de producción de 33.3 L de biogás por día por cada 26.66 L de estiércol empleando una relación 3:1 agua-estiércol (Gómez. 2013).

El biodigestor cumple de manera general con algunas condiciones para la correcta operación y tratamiento de los desechos orgánicos, pero también debe adaptarse a las condiciones del lugar para estar libre de mantenimiento.

De tal manera que el dispositivo debe cumplir con las siguientes características:

- Capacidad para el tratamiento de los residuos generados por cada familia.
- Capacidad de mantener la materia con 30 días de tiempo de retención hidráulico.
- Material Resistente a la intemperie y disponible en la región.
- Sellos herméticos.
- Durabilidad del sistema.
- Sistema de Remoción (homogenización).
- Impermeable.

Se determinó emplear un contenedor de una capacidad de 1100 litros tipo tinaco, entre otras cosas por el tiempo de retención considerado y por la disponibilidad comercial, como se presenta en el siguiente diagrama:

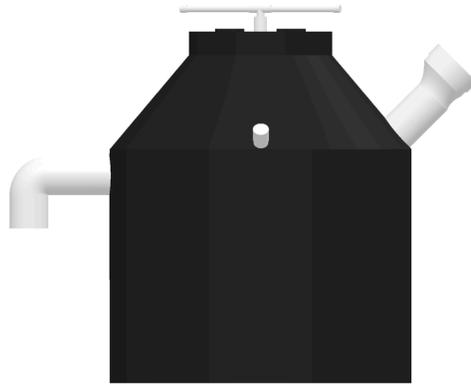


Figura 31. Diseño mecánico del Biodigestor

Para el correcto funcionamiento del dispositivo, es necesario adecuar el reactor implementando un sistema de remoción que permita homogeneizar las mezclas entrantes para garantizar la hidrólisis como primer paso en la digestión anaerobia, para lo cual se realizó el diseño siguiente, que busca ser funcional, práctico y durable:

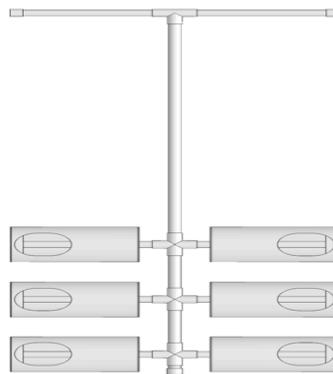


Figura 32. Diseño del sistema de remoción

Para la alimentación y salida del biodigestor, se empleará material que sea compatible con el material que emplea la taza de baño, es decir, PVC, por lo tanto se realizó la siguiente configuración, empleando tubería de 4 pulgadas:

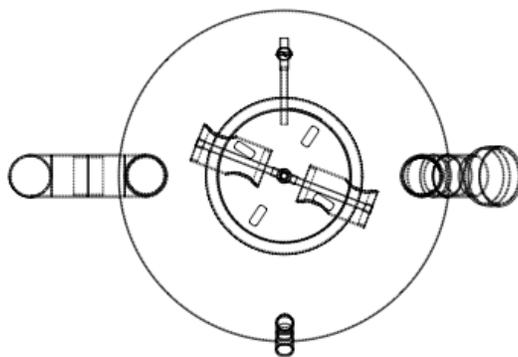


Figura 33. Vista superior de Biodigestor

Considerando los diferentes parámetros que deben cubrir el dispositivo y los materiales más durables y disponibles en la región, se constituyó el siguiente diseño final:

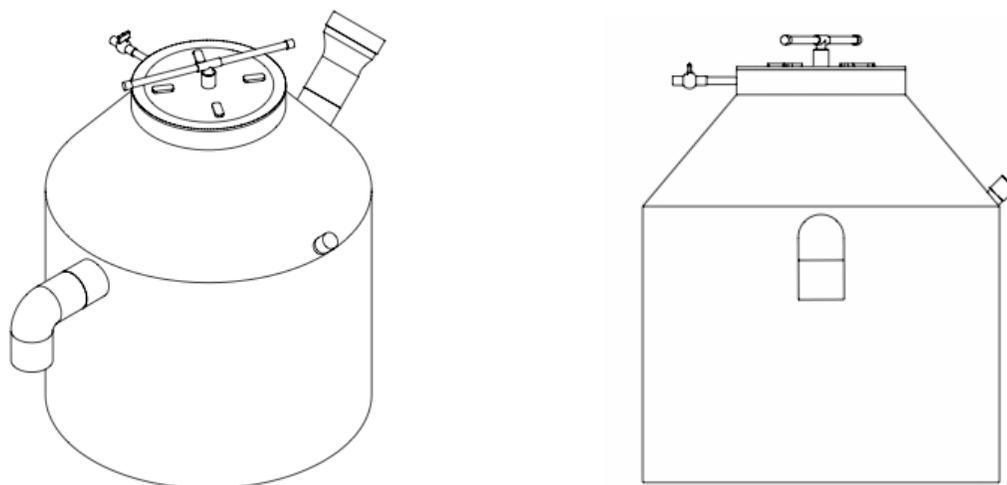


Figura 34. Vistas laterales de Biodigestor

Durante el diseño del dispositivo estuvo enfocado al uso de materiales durables y disponibles en la región, los materiales se adquirieron y se procedió al ensamble y construcción del dispositivo.

Para la construcción del dispositivo se realizó la perforación lateral de 4 pulgadas para la entrada y salida de materia; inmediatamente se lleva a cabo el ensamble de los adaptadores macho-hembra para roscar de 4 pulgadas para posteriormente llevar a cabo el sellado de las juntas empleando silicón de uso industrial de altas temperaturas.



Figura 35. Perforaciones laterales de Biodigestor



Figura 36. Ensamble de los adaptadores roscables

Una vez construida la entrada y salida del dispositivo, se llevó a cabo el ensamble de las tuberías de entrada y salida de materia en el interior del dispositivo, sellando los mismo con cemento para PVC de alta durabilidad y resistente a la presión para garantizar el sello hidráulico que evitará la entrada de oxígeno y la salida de olores.



Figura 37. Ensamble de las tuberías de entrada y salida del biodigestor

Una vez construida la entrada y salida de los dispositivos, se procedió a la construcción y ensamble de los sistemas de remoción.



Figura 38. Ensamble del sistema de remoción

Para la construcción de los sistemas de remoción es necesario llevar a cabo cortes de tubos de 4 pulgadas que se ajusten al diámetro de giro en el reactor, en este caso 55 cm, y posteriores cortes en los mismos para constituir palas en el mismo; estos tubos son ensamblados en un eje perpendicular a los tubos.

Posteriormente al ensamble de los sistemas de remoción, se acoplan las tapas al eje de giro del sistema de remoción, mediante el ensamble de un adaptador macho-hembra para roscar de 1 ½ pulgadas para mantener el centro del sistema de remoción además de incluir una extensión de aproximadamente 40 cm de un tubo de 1 ½ pulgadas sobre la parte interna de la tapa para mantener el sello hidráulico y uniendo las juntas con silicón de uso industrial para altas temperaturas.



Figura 39. Acoplamiento del sistema de remoción

Una vez construido el sistema de remoción de los dispositivos se llevó a cabo la instalación de la base del rotor en el centro del fondo del reactor fijándolo con un tornillo de 1/8 de pulgada.



Figura 40. Instalación de la base del sistema de remoción



Figura 41. Fijación del sistema de remoción

Al finalizar el ensamblado del sistema de remoción y previo al sellado del dispositivo, se lleva a cabo la instalación de la válvula esfera para la salida del biogás.

Finalmente, al terminar el ensamble del sistema de remoción, se lleva a cabo el sellado del dispositivo empleando tornillos y sellando con silicón de altas temperaturas.



Figura 42. Sellado de la tapa del biodigestor



Figura 43. Atornillado de la tapa del biodigestor



Figura 44. Instalación del Biodigestor

De acuerdo a lo reportado por Kulmar en el año 2000, el uso del biogás genera un ahorro en las emisiones de CO₂ de 0.43 Kg CO₂/kWh y tomando en cuenta que el potencial calorífico inferior del biogás es de 6.09 kWh/m³ para un biogás con una riqueza de metano del 60%, se estima que la utilización del biogás producido podrá generar ahorros por 2.6187 Kg CO₂/m³ de biogás utilizado.

Se resalta que el biogás generado es acondicionado y presurizado para su almacenamiento obteniendo un potencial calorífico del biogás de 8 993.67 Kcal/Kg; implicando que el biogás purificado contiene alrededor de 94.73% de metano (Gómez. 2013).

3.4 Construcción del Sistema de Deshidratado Solar-Biogás

La construcción del Sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás se llevó a cabo empleando materiales comerciales con disponibilidad en la región (accesibilidad), con propiedades térmicas y mecánicas que permitan la funcionalidad del sistema y su durabilidad.

Una vez construido el sistema solar y el biodigestor que abastecerá el biogás para el sistema presurizado empleando el sistema desarrollado por Gómez Beltrán en 2013; se desarrolla el sistema de soporte térmico que se acoplará al secador solar para que sea un sistema solar-biogás.

El diseño propuesto contempla la combustión del biogás en un calentador de agua comercial para elevar la temperatura del fluido de trabajo, en este caso agua, conducirlo al interior de la cámara mediante un sistema de tuberías hasta un disipador de calor que se ubicará en medio de la cámara y justo debajo del ventilador de arrastre de aire caliente para disipar el calor en la cámara de secado de manera uniforme al interior. El sistema de recirculación opera con una bomba para agua caliente que puede operar tres niveles de flujo y como sistema de tuberías se empleó CPVC que permite la circulación de agua caliente evitando las pérdidas al medio, en comparación a otras tuberías, además de la durabilidad.

Como primera etapa se instala un sistema intercambiador de calor de placas comercial para automóvil tipo chevy, por disponibilidad comercial y dimensiones, que fue acoplado al sistema de flujo forzado para permitir la disipación de calor al interior de la cámara de secado.



Figura 45.Montaje del soporte para el radiador



Figura 46.Montaje del radiador



Figura 47.Radiador instalado

Una vez instalado el sistema de disipación de calor se instaló el sistema de tuberías que conduce el fluido de trabajo desde el calentador hacia el radiador y de regreso para que sea un sistema de recirculación aislado.



Figura 48. Instalación del sistema de tuberías



Figura 49. Acoplamiento del sistema de tuberías



Figura 50.Instalación del calentador comercial



Figura 51.Instalación del sistema de combustión de biogás

3.5 Evaluación del Sistema de Deshidratado Solar-Biogás

Para la evaluación del sistema de deshidratado multipropósito solar biogás se evaluaron dos formas de operación del mismo, siendo el primero el modo solar y el segundo el sistema solar-biogás. Estas dos formas de evaluación se subdividen en las siguientes variantes:

- Evaluación del Sistema en modo Solar sin carga
- Evaluación del Sistema en modo Solar-Biogás con bajo flujo de biogás sin carga
- Evaluación del Sistema en modo Solar-Biogás con medio flujo de biogás sin carga
- Evaluación del Sistema en modo Solar-Biogás con alto flujo de biogás sin carga
- Evaluación del Sistema en modo Solar-Biogás con alto flujo de biogás con carga

Para la evaluación del sistema se empleó una estación meteorológica instalada en el Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico en Energías Renovables de la Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas. A través de esta estación meteorológica se obtuvieron los datos de diversos parámetros como la velocidad del viento, radiación y humedad en el ambiente.

Para la evaluación del sistema, se toma como referencia lo reportado por López en 2011, que evaluó el desempeño de un sistema solar-gas LP y en el cual evaluó el comportamiento térmico de su dispositivo analizando la distribución de

temperatura en las diversas partes del mismo mediante el uso de termopares y empleando una velocidad de flujo constante proveída por un sistema de arrastre mecánico.

Las mediciones relativas al consumo de biogás por parte del sistema se llevaron acabo empleando un flujómetro de gas marca KumHo Modelo KG-3S que permite realizar una evaluación cuantitativa del gas consumido por el calentador.

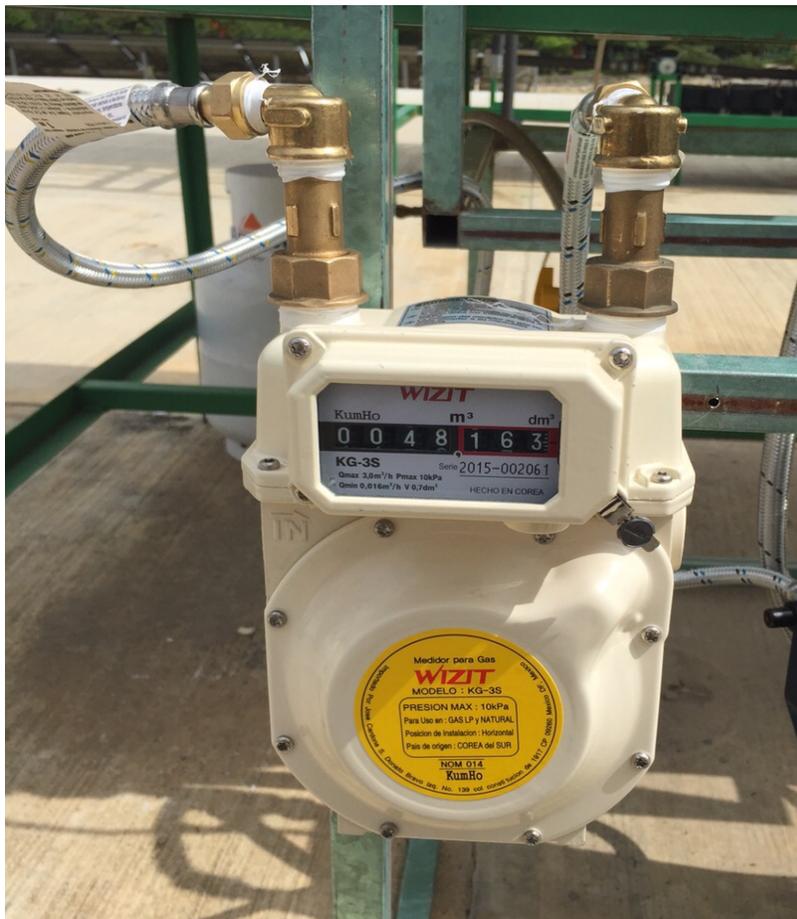


Figura 52. Flujómetro (medidor de consumo de biogás)

Para la evaluación del sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás se emplearon dispositivos que permiten evaluar la temperatura y humedad que cuentan con adquisición de datos marca *Measurement Computing* modelo USB-502-LCD y que permiten tomar lecturas de manera automática y que fueron programados para el registro de los datos de temperatura y humedad cada 30 minutos durante un día.

La evaluación del secador fue llevada a cabo durante días con alta radiación solar y se mantuvo la misma durante 24 horas para ver el comportamiento que presenta mientras se usan los cuatro modos de operación.



Figura 53.Dispositivo de adquisición de datos USB-502-LCD



Figura 54. Sistemas de adquisición de datos USB-502-LCD numerados



Figura 55. Instalación del dispositivo No. 1 adquisición de datos sobre el colector



Figura 56. Instalación del dispositivo No. 2 adquisición de datos sobre el radiador



Figura 57. Instalación del dispositivo No. 3 adquisición de datos sobre la bandeja más cercana al colector



Figura 58. Instalación del dispositivo No. 4 adquisición de datos sobre la bandeja intermedia



Figura 59. Instalación del dispositivo No. 5 adquisición de datos en la parte inferior del secador

CAPÍTULO IV.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Introducción

Este capítulo aborda los resultados obtenidos a través de la revisión bibliográfica y la serie de actividades realizadas hacia el cumplimiento de los objetivos planteados en el capítulo 1. Tomando entonces como base lo presentado en el capítulo 2 y la metodología empleada en el capítulo 3 para el diseño, construcción del sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás, así como los instrumentos con los que se contaba para la evaluación del sistema, se presentan en este capítulo las resoluciones de las ecuaciones planteadas para el diseño de cada uno de los componentes del sistema.

De igual manera, se presenta en este capítulo la caracterización térmica del sistema multipropósito solar-biogás, a través de la cual se podrán conocer los rangos de temperatura en los que opera el sistema, así como comprobar el cumplimiento de los objetivos hacia la hipótesis; es pues que se presentan las gráficas de temperatura y humedad del sistema evaluado en vacío.

4.2 Resultados de Diseño

En este apartado se presenta la resolución analítica de las ecuaciones planteadas desde el capítulo 2 y consideradas para el diseño de cada uno de los componentes del sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás y a través de las cuales se llevó a cabo la selección de materiales.

4.2.1 Secador

Este apartado presenta los resultados obtenidos hacia la determinación de la eficiencia del sistema solar, tomando en cuenta los parámetros de diseño y las características del emplazamiento que condicionan la disponibilidad de la energía solar.

El análisis de la eficiencia del sistema solar se lleva a cabo considerado como componente principal al colector solar, para lo cual es importante conocer su desempeño y determinar la transmisión, absorción y reflexión de la radiación solar en el mismo, que estarán en función de las características estimadas en el diseño mecánico.

Como se ha definido en el capítulo II, se empleará un colector solar de aire con flujo forzado que contará con una cubierta de vidrio comercial, paredes laterales de panel comercial aislado térmicamente y con una inclinación que obedece a las recomendaciones de diseño igual a la latitud del emplazamiento.

A continuación se presentan los resultados del análisis óptico del sistema de cubiertas para obtener la transmitancia τ , reflectancia ρ y absortancia α .

Las características del sistema de cubierta de colector son las siguientes:

- Índice de refracción $n = 1.526$
- Coeficiente de extinción (Km^{-1}) = 18
- Grosor del vidrio L (m) = 0.006
- Ángulo del colector solar (grados) = 16

Con el propósito de determinar las características ópticas del sistema referentes a la absortancia, transmitancia y reflectancia, se realizan las siguientes estimaciones.

Se estima el ángulo del rayo refractado hacia la placa interior, se empieza obteniendo el ángulo desviado a través de la siguiente ecuación:

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{\sin 16}{1.526} \right)$$

$$\theta = 10.41$$

A partir de esto, se estima la transmitancia τ_{α} considerando las pérdidas por absorción, aplicando la ecuación 20:

$$\tau_{\alpha} = e^{-KL/\cos \theta}$$

$$\tau_{\alpha} = e^{-18 \cdot 0.006 / \cos(10.41)}$$

$$\tau_{\alpha} = 0.89$$

A partir de la estimación anterior, se calcula la reflexión de la radiación no polarizada en su componente perpendicular, en el vidrio aplicando la siguiente ecuación:

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_1 - \theta_2)}{\sin^2(\theta_1 + \theta_2)}$$

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(10.41 - 16)}{\sin^2(10.41 + 16)}$$

$$r_{\perp} = 0.04796$$

Posteriormente se realiza la estimación de transmisividad de la radiación inicial sin polarizar, aplicando la siguiente ecuación:

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

$$\tau_r = 0.89 \left\{ \frac{1 - 0.04796}{1 + 0.04796} \left[\frac{(1 - 0.04796)^2}{(1 - (0.04796 * 0.89)^2)} \right] \right\}$$

$$\tau_r = 0.7341$$

A partir de esta estimación se realiza el cálculo de la absortancia, como se muestra a continuación.

$$\alpha = 1 - \tau_{\alpha} \left[\frac{1 - r_{\perp}}{1 - r_{\perp} \tau_{\alpha}} \right]$$

$$\alpha = 0.1093$$

A continuación se estima la reflectancia:

$$\rho = r_{\perp} [1 + \tau_{\alpha} \tau_{\perp}]$$

$$\rho = 0.04796 [1 + 0.89 * 0.83]$$

$$\rho = 0.08338$$

Realizando un balance de las tres propiedades calculadas previamente, se tiene que cumplir la ecuación 22.

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

$$0.7341 + 0.1093 + 0.08338 \approx 1$$

Entonces se estima la transmitancia τ como el producto de τ_r por τ_{α}

$$\tau \cong \tau_r \tau_{\alpha}$$

$$\tau = 0.7341 * 0.89$$

$$\tau = 0.6533$$

A partir de la ecuación

$$(\alpha\tau)_B = 1.01\tau \left(\frac{\alpha}{\alpha_n} \right) \alpha_n$$

$$(\alpha\tau)_B = 1.01 * 0.653349 * 0.9875 * 0.1093$$

$$(\alpha\tau)_B = 0.7212$$

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

$$(\alpha\tau) \cong 0.96(\alpha\tau)_B$$

$$(\alpha\tau) = 0.692$$

Lo que significa que este colector en específico y bajo las condiciones de operación y ángulo de inclinación dado, se tiene un aprovechamiento de radiación sobre la placa absorbidora del 69% del total incidente en el sistema, 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.

4.2.2 Biodigestor

Para el diseño del biodigestor, se considera que el biogás contiene una mezcla de entre 65-70% de metano, 30-35% de bióxido de carbono, y cantidades traza de nitrógeno, hidrógeno, ácido sulfhídrico y vapor de agua. El biogás tiene una densidad de alrededor de 0.86. El biogás con una concentración promedio de 65% de metano cuenta con un poder calorífico de aproximadamente 21-25 MJ/m³ lo que significa un 30-40% más bajo que el poder calorífico del gas natural que es 37.3 MJ/m³ (Appeals *et al.* 2008).

La cantidad de generación de metano puede ser estimada mediante las siguientes ecuaciones cinéticas:

$$P_x = \frac{YES_0}{1 + K_d\theta_e}$$

Donde P_x es la masa neta producida por el biodigestor (kg/d) y Y el coeficiente de rendimiento, E la eficiencia de utilización del sustrato, S_0 la demanda bioquímica de oxígeno del sustrato de entrada (kg/d) y K_d el coeficiente endógeno y θ_e el tiempo medio de residencia equivalente al tiempo de retención sólido.

En este caso se estima el valor de P_x tomando en cuenta los valores reportados para E, S_0 y θ_e por Appeals en 2008; encontrando un valor aproximado de 0.85 m³/kg.

Los Valores estimados para el reactor se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 7. Parámetros de operación del biodigestor.

Modo de Operación del Biodigestor	Condiciones Periódicas
Micro ambiente del biodigestor	Anaerobio
Tiempo de Retención Hidráulico	30 días
Temperatura de Operación	25-35 °C
Volumen de Alimentación	540 Litros
Volumen del Biodigestor	1100 Litros

4.3 Caracterización térmica del sistema de deshidratado Solar-Biogás

La caracterización térmica del sistema de deshidratado solar-biogás se llevó a cabo empleando los dispositivos mencionados en el punto 3.5 de la presente tesis, esta misma evaluación se llevó a cabo durante el mes de Junio y Julio de 2015 obteniendo las siguientes curvas características del sistema solaren modo solar.

Como se menciona en el capítulo anterior, la evaluación del sistema consta de cinco formas de operación, en cada una de las cuales se emplean los instrumentos de medición mencionados y a partir de los cuales se presentan los siguientes resultados.

- Evaluación del Sistema en modo Solar sin carga

La primera caracterización térmica realizada consiste en evaluar el sistema en el modo solar sin el sistema de soporte térmico y sin carga; la figura 59 presenta la distribución de temperaturas en el interior del sistema de deshidratado multipropósito, la temperatura ambiente y la radiación solar incidente.

Los resultados presentados resaltan que en periodos con baja radiación solar la temperatura de la cámara de secado se encuentra a penas por arriba de la temperatura ambiente, sin embargo, también resaltan que la cámara de secado es capaz de mantener mantener el calor al interior de la misma en periodos inmediatos a la ausencia de radiación solar.

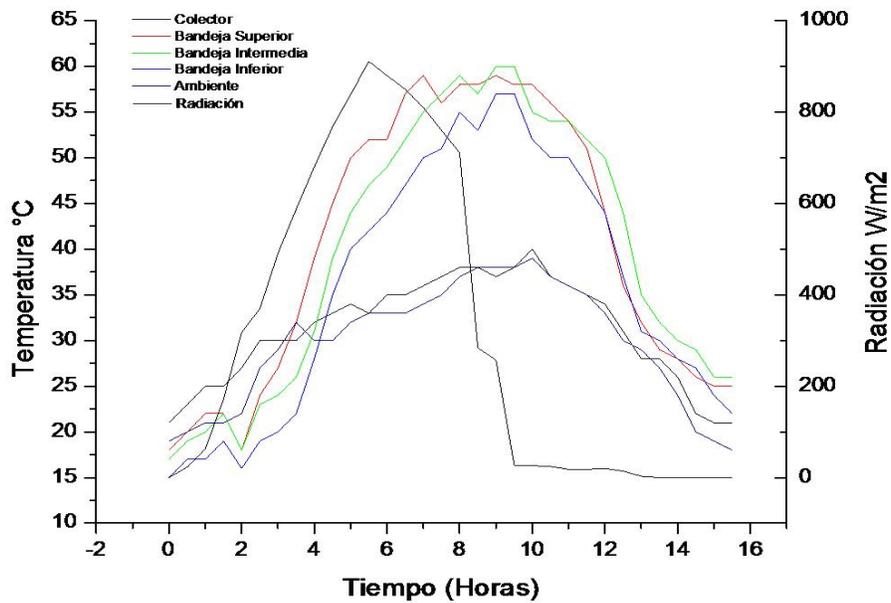


Figura 60. Gráfica de temperatura y radiación en modo solar

- Evaluación del Sistema en modo Solar-Biogás con bajo flujo de biogás sin carga

Esta segunda evaluación toma en cuenta el sistema en modo solar-biogás con un bajo flujo del mismo hacia el calentador comercial y sin carga. La figura 61 presenta la distribución de temperaturas al interior de la cámara de secado en un periodo con baja radiación solar y constata que en este modo de operación el interior de la cámara de secado se encuentra en un promedio de 29.4 °C por encima de la temperatura ambiente.

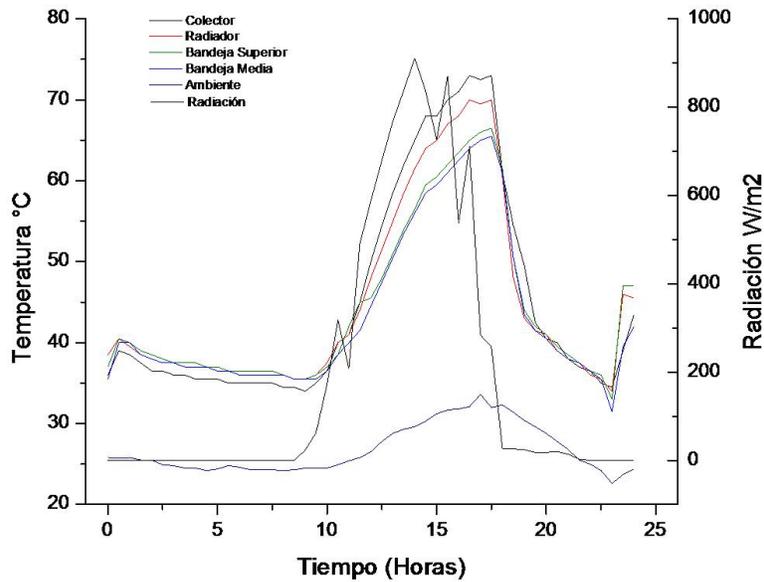


Figura 61. Gráfica de temperatura y radiación en modo solar-biogás con bajo flujo de biogás

- Evaluación del Sistema en modo Solar-Biogás con medio flujo de biogás sin carga

En esta forma de operación, el sistema alcanza un promedio de 20.41 °C por encima de la temperatura ambiente en un periodo sin radiación solar incidente y se mantiene dentro del rango de operación sin superar la temperatura crítica para algunos productos, esto sugiere que el proceso de secado se podría llevar a cabo de manera ininterrumpida.

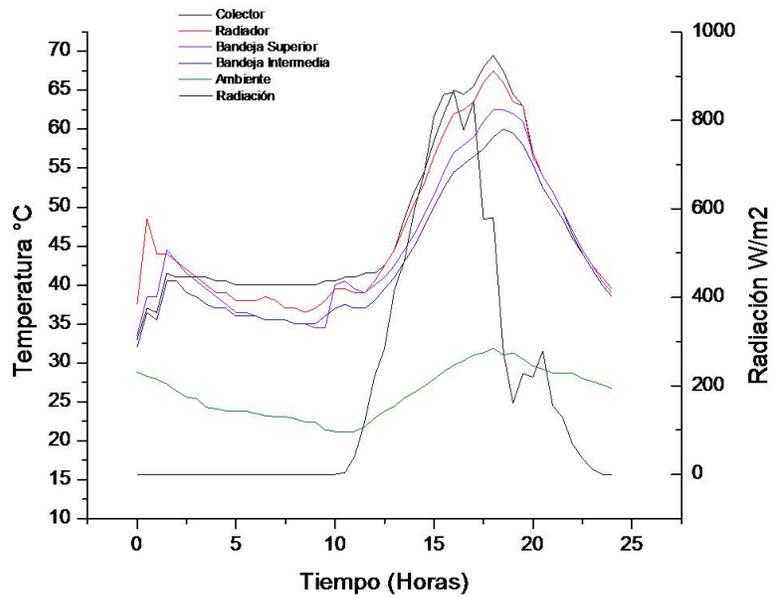


Figura 62. Gráfica de temperatura y radiación en modo solar-biogás con medio flujo de biogás

- Evaluación del Sistema en modo Solar-Biogás con alto flujo de biogás sin carga

La operación del sistema en modo solar biogás con alto flujo de biogás y sin carga permite ver la distribución de temperaturas al interior de la cámara de secado y tal como se muestra en la figura 63, la temperatura promedio al interior de la cámara se encuentra 29.4 °C por encima de la temperatura ambiente en periodos sin radiación solar.

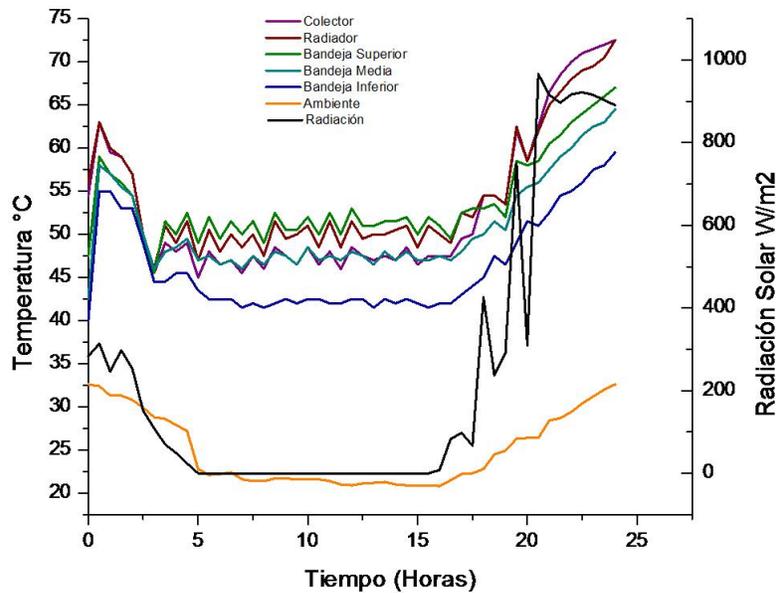


Figura 63. Gráfica de temperatura y radiación en modo solar-biogás con alto flujo de biogás

- Evaluación del Sistema en modo Solar-Biogás con alto flujo de biogás con carga

La evaluación del sistema en modo Solar-Biogás con alto flujo de biogás con carga se llevo a cabo empleando los equipos disponibles antes mencionados y empleando nopal (*Opuntia ficus-indica Linnaeus*), donde la determinación de humedad inicial y final se llevó a cabo empleando el método de la termo balanza, encontrándose una humedad inicial del nopal en 81.9% y una humedad final del 5%. Para la realización de esta prueba se emplearon dos muestras de 500 g de nopal que fue escaldado durante 24 horas y posteriormente depositado en las bandejas del secador para ser deshidratado en un periodo de 36 horas. La figura 64 presenta la gráfica de temperatura en la cámara de secado y la pérdida de masa del producto, a partir del cual se determina la humedad final del mismo.

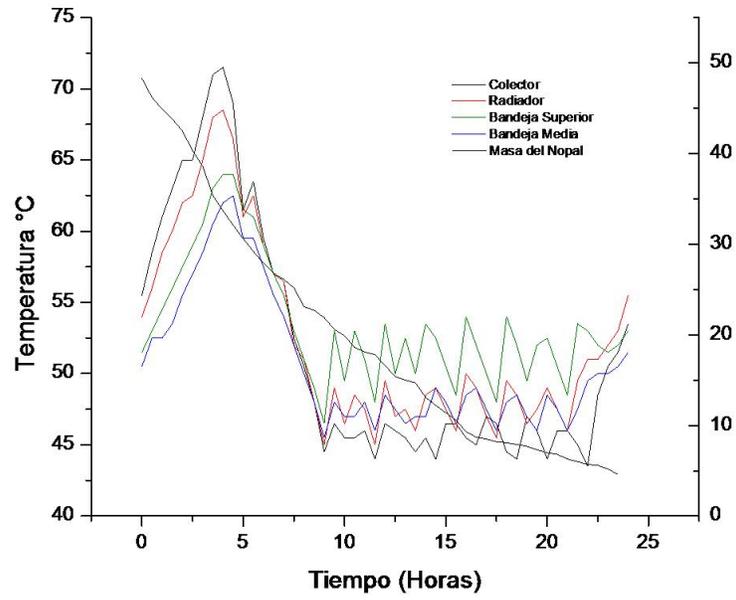


Figura 64. Gráfica de temperatura y humedad del nopal durante el periodo de secado en modo Solar-Biogás con alto flujo de biogás

CONCLUSIONES

El diseño propuesto y desarrollado tomando en cuenta los trabajos que preceden esta investigación, permitieron obtener un diseño eficaz que reduce los inconvenientes del secado de patio mediante un desempeño sobresaliente en comparación al mismo y reduciendo las desventajas de los sistemas en modo solar.

Este sistema también permite el aprovechamiento de residuos agroindustriales que podrían constituir un posible riesgo sanitario para su aprovechamiento mediante sistemas de biodigestión anaerobia para la obtención de biogás combustible.

El desarrollo y operación del sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás presenta resultados satisfactorios toda vez que permite una operación constante del sistema para el deshidratado de diversos alimentos y presenta resultados sobresalientes en su operación nocturna manteniéndose en la cámara de secado un promedio de 29.4 °C sobre la temperatura ambiente.

El sistema puede operar en las dos formas, solar y solar biogás, presentándose el mejor rendimiento en la forma solar-biogás que permite el secado continuo de alimentos en periodos sin radiación solar y condiciones de lluvia.

Después de analizar los resultados tomando en cuenta los parámetros del diseño y las características del emplazamiento que condicionan la disponibilidad de la

energía solar, se logró el desarrollo óptimo de los cálculos que permiten el desarrollo del sistema de deshidratado multipropósito solar-biogás.

Como se puede apreciar en la descripción de la caracterización térmica del sistema de deshidratado solar-biogás, fue posible realizar las mediciones correspondientes a las curvas características, las cuales sirven para futuras referencias en cuanto al funcionamiento y desarrollo del sistema y que muestran la operación del sistema de deshidratado multipropósito en periodos sin radiación solar.

El impacto a largo plazo de este tipo de trabajos se puede apreciar a distintos niveles de desarrollo dependiendo del área donde se lleva a cabo, puesto que influye en diversos niveles:

Económico, debido al ahorro en el manejo y almacenamiento de residuos.

Ambiental, puesto que se está trabajando con una alternativa que permite incrementar el aprovechamiento de los residuos de manera integral, reduce las emisiones de Gases de Efecto Invernadero.

Energético, en materia de energía permite desarrollar alternativas para los países no industrializados puesto que su uso de igual forma podría formar parte nodal de algunos sectores donde puedan ser aprovechados.

En definitiva el prototipo expuesto en este trabajo de investigación ha sido desarrollado en un tiempo considerable, que si bien no ha sido el más óptimo ha permitido descartar la mayor parte de las complicaciones para su diseño y

desarrollo. No obstante siempre queda la posibilidad de mejorar o continuar la investigación dentro de esta área por tratarse de prototipos perfectibles que buscan una mejora no sólo en el nivel técnico, también están condicionados a las mejoras académicas y de los avances pertinentes en cada espacio donde se realizan.

ANEXOS

Hoja de datos experimentales para el sistema solar-biogás con bajo flujo de biogás.

Tiempo (Horas)	Fecha	hora	Número de Medición	Temperatura Colector (°C)	Temperatura Radiador (°C)	Temperatura Bandeja Superior (°C)	Temperatura Bandeja Media (°C)	Temperatura Ambiente (°C)	Radiación Solar (W/m2)	Diferencia de Temperatura entre el medio y la Cámara
0	02/07/2015	22:00	1	36	38.5	37	35.5	25.8	0	12.7
0.5	02/07/2015	22:30	2	39	40.5	40.5	40	25.7	0	14.8
1	02/07/2015	23:00	3	38.5	39.5	40	40	25.8	0	13.7
1.50	02/07/2015	23:30	4	37.5	38.5	39	38.5	25.5	0	13
2	02/07/2015	00:00	5	36.5	38	38.5	38	25.5	0	12.5
2.5	02/07/2015	00:30	6	36.5	37.5	38	37.5	24.9	0	12.6
3	02/07/2015	01:00	7	36	37.5	37.5	37.5	24.8	0	12.7
3.5	02/07/2015	01:30	8	36	37	37.5	37	24.5	0	12.5
4	03/07/2015	02:00	9	35.5	37	37.5	37	24.5	0	12.5
4.5	03/07/2015	02:30	10	35.5	37	37	37	24.2	0	12.8
5	03/07/2015	03:00	11	35.5	36.5	37	36.5	24.4	0	12.1
5.5	03/07/2015	03:30	12	35	36.5	36.5	36.5	24.8	0	11.7
6	03/07/2015	04:00	13	35	36.5	36.5	36	24.6	0	11.9
6.5	03/07/2015	04:30	14	35	36.5	36.5	36	24.3	0	12.2
7	03/07/2015	05:00	15	35	36.5	36.5	36	24.3	0	12.2
7.5	03/07/2015	05:30	16	35	36.5	36.5	36	24.3	0	12.2
8	03/07/2015	06:00	17	34.5	36	36	36	24.2	0	11.8
8.5	03/07/2015	06:30	18	34.5	35.5	35.5	35.5	24.3	0	11.2
9	03/07/2015	07:00	19	34	35.5	35.5	35.5	24.5	23	11
9.5	03/07/2015	07:30	20	35	36	36	35.5	24.5	63	11.5
10	03/07/2015	08:00	21	36.5	37.5	37	36.5	24.5	172	13
10.5	03/07/2015	08:30	22	40	40	38.5	38.5	24.9	318	15.1
11	03/07/2015	09:00	23	41	41	42	40	25.4	208	15.6
11.5	03/07/2015	09:30	24	45	44	45	41.5	25.8	491	18.2
12	03/07/2015	10:00	25	50	48	45.5	44.5	26.5	588	21.5
12.5	03/07/2015	10:30	26	54.5	51.5	48	47.5	27.8	680	23.7
13	03/07/2015	11:00	27	58.5	55	51	50.5	28.8	768	26.2
13.5	03/07/2015	11:30	28	62	58.5	54	53.5	29.3	839	29.2
14	03/07/2015	12:00	29	65	61.5	56.5	56	29.6	911	31.9
14.5	03/07/2015	12:30	30	68	64	59.5	58.5	30.3	835	33.7
15	03/07/2015	13:00	31	68	65	60.5	59.5	31.2	726	33.8
15.5	03/07/2015	13:30	32	70	67	62	61	31.7	870	35.3
16	03/07/2015	14:00	33	71	68	63.5	62.5	31.8	538	36.2
16.5	03/07/2015	14:30	34	73	70	65	64	32.1	711	37.9
17	03/07/2015	15:00	35	72.5	69.5	66	65	33.6	284	35.9
17.5	03/07/2015	15:30	36	73	70	66.5	65.5	32	257	38
18	03/07/2015	16:00	37	61	60.5	61.5	61	32.3	27	28.2
18.5	03/07/2015	16:30	38	54.5	48	50.5	50.5	31.4	26	16.6
19	03/07/2015	17:00	39	49.5	43	44	43.5	22.6	24	20.4
19.5	03/07/2015	17:30	40	42.5	41.5	42	41.5	23.7	18	17.8
20	03/07/2015	18:00	41	40.5	41	41	40.5	24.4	18	16.6
20.5	03/07/2015	18:30	42	40	39	39.5	39	25.1	20	13.9
21	03/07/2015	19:00	43	38	38	38.5	38	24.5	14	13.5
21.5	03/07/2015	19:30	44	37	37.5	37.5	37.5	24.9	3	12.6
22	03/07/2015	20:00	45	36.5	36	36.5	36.5	25.4	0	10.6
22.5	03/07/2015	20:30	46	35	35.5	36	35.5	25.4	0	10.1
23	03/07/2015	21:00	47	34.5	34	33	31.5	25.2	0	8.8
23.5	03/07/2015	21:30	48	39	46	47	39.5	24.9	0	21.1
24	03/07/2015	22:00	49	43.5	45.5	47	42	24.3	0	21.2

Diferencia de Temperatura Promedio entre el medio y la cámara

18.45306122

Hoja de datos experimentales para el sistema solar-biogás con medio flujo de biogás.

Tiempo (Horas)	Fecha	hora	Número de Medición	Temperatura Colector (°C)	Temperatura Radiador (°C)	Temperatura Bandeja Superior (°C)	Temperatura Bandeja Media (°C)	Temperatura Ambiente (°C)	Radiación Solar (W/m2)	Diferencia de Temperatura entre el medio y la Cámara
0	30/06/2015	20:00	1	33	37.5	33.5	32	28.8	0	8.7
0.5	30/06/2015	20:30	2	37	48.5	38.5	36.5	28.3	0	20.2
1	30/06/2015	21:00	3	36.5	44	38.5	35.5	27.9	0	16.1
1.50	30/06/2015	21:30	4	41.5	44	44.5	40.5	27.3	0	16.7
2	30/06/2015	22:00	5	41	43	43	40.5	26.4	0	16.6
2.5	30/06/2015	22:30	6	41	42	41.5	39	25.6	0	16.4
3	30/06/2015	23:00	7	41	41	40.5	38.5	25.4	0	15.6
3.5	30/06/2015	23:30	8	41	40	39.5	37.5	24.3	0	15.7
4	01/07/2015	00:00	9	40.5	39	38.5	37	24.1	0	14.9
4.5	01/07/2015	00:30	10	40.5	39	37.5	37	23.8	0	15.2
5	01/07/2015	01:00	11	40	38	36.5	36	23.8	0	14.2
5.5	01/07/2015	01:30	12	40	38	36.5	36	23.8	0	14.2
6	01/07/2015	02:00	13	40	38	36	36	23.5	0	14.5
6.5	01/07/2015	02:30	14	40	38.5	35.5	35.5	23.2	0	15.3
7	01/07/2015	03:00	15	40	38	35.5	35.5	23.1	0	14.9
7.5	01/07/2015	03:30	16	40	37	35.5	35.5	23.1	0	13.9
8	01/07/2015	04:00	17	40	37	35	35	22.8	0	14.2
8.5	01/07/2015	04:30	18	40	36.5	35	35	22.4	0	14.1
9	01/07/2015	05:00	19	40	37	34.5	35	22.4	0	14.6
9.5	01/07/2015	05:30	20	40.5	38	34.5	36	21.4	0	16.6
10	01/07/2015	06:00	21	40.5	39.5	40	37	21.2	0	18.3
10.5	01/07/2015	06:30	22	41	39.5	40.5	37.5	21.2	4	18.3
11	01/07/2015	07:00	23	41	39	39.5	37	21.2	41	17.8
11.5	01/07/2015	07:30	24	41.5	39	39	37	21.8	119	17.2
12	01/07/2015	08:00	25	41.5	40.5	40	38	22.9	222	17.6
12.5	01/07/2015	08:30	26	42.5	42.5	41	39.5	23.8	284	18.7
13	01/07/2015	09:00	27	44.5	44.5	42.5	41	24.4	417	20.1
13.5	01/07/2015	09:30	28	48.5	47.5	44.5	43	25.5	482	22
14	01/07/2015	10:00	29	52	50.5	46.5	45	26.2	597	24.3
14.5	01/07/2015	10:30	30	54.5	53	49	47.5	27	680	26
15	01/07/2015	11:00	31	58.5	56.5	51.5	50	27.9	809	28.6
15.5	01/07/2015	11:30	32	62	59.5	54.5	52.5	28.9	859	30.6
16	01/07/2015	12:00	33	65	62	57	54.5	29.7	864	32.3
16.5	01/07/2015	12:30	34	64.5	62.5	58	55.5	30.3	777	32.2
17	01/07/2015	13:00	35	65.5	63.5	59	56.5	31	843	32.5
17.5	01/07/2015	13:30	36	68	66	61	57.5	31.3	577	34.7
18	01/07/2015	14:00	37	69.5	67.5	62.5	59	31.9	580	35.6
18.5	01/07/2015	14:30	38	67.5	66	62.5	60	31	277	35
19	01/07/2015	15:00	39	64.5	63.5	62	59.5	31.3	161	32.2
19.5	01/07/2015	15:30	40	63	63	61	58	30.5	228	32.5
20	01/07/2015	16:00	41	57	56.5	57	55.5	29.6	220	26.9
20.5	01/07/2015	16:30	42	54	54	54	52.5	29.2	279	24.8
21	01/07/2015	17:00	43	52	52	52	50.5	28.7	156	23.3
21.5	01/07/2015	17:30	44	49.5	49.5	49.5	48.5	28.7	128	20.8
22	01/07/2015	18:00	45	46.5	47	47	46	28.7	69	18.3
22.5	01/07/2015	18:30	46	44	44.5	44.5	44	28	36	16.5
23	01/07/2015	19:00	47	42	42.5	42.5	42	27.6	12	14.9
23.5	01/07/2015	19:30	48	40	40.5	41	40	27.2	0	13.3
24	01/07/2015	20:00	49	38.5	39	39.5	38.5	26.7	0	12.3

Diferencia de Temperatura Promedio entre el medio y la cámara

20.4122449

Hoja de datos experimentales para el deshidratado de nopal con el sistema solar-biogás con alto flujo de biogás.

Tiempo (Horas)	Fecha	hora	Número de Medición	Temperatura Colector (°C)	Temperatura Radiador (°C)	Temperatura Bandeja Superior (°C)	Temperatura Bandeja Media (°C)	Temperatura Ambiente (°C)	Radiación Solar (W/m2)	Diferencia de Temperatura entre el medio y la Cámara
0	05/07/2015	10:00	1	55.5	54	51.5	50.5	26.7	600	27.3
0.5	05/07/2015	10:30	2	58.5	56	53	52.5	27.1	686	28.9
1	05/07/2015	11:00	3	61	58.5	54.5	52.5	28.3	755	30.2
1.50	05/07/2015	11:30	4	63	60	56	53.5	28.9	840	31.1
2	05/07/2015	12:00	5	65	62	57.5	55.5	29.6	842	32.4
2.5	05/07/2015	12:30	6	65	62.5	59	57	30	785	32.5
3	05/07/2015	13:00	7	68	65	60.5	58.5	30.7	950	34.3
3.5	05/07/2015	13:30	8	71	68	63	60.5	31.2	950	36.8
4	05/07/2015	14:00	9	71.5	68.5	64	62	32.3	557	36.2
4.5	05/07/2015	14:30	10	69	66.5	64	62.5	31.4	359	35.1
5	05/07/2015	15:00	11	61.5	61	61.5	59.5	30.8	277	30.2
5.5	05/07/2015	15:30	12	63.5	62.5	61	59.5	30.9	313	31.6
6	05/07/2015	16:00	13	59.5	59	59	57.5	30.8	240	28.2
6.5	05/07/2015	16:30	14	57	57	57	55.5	30.3	229	26.7
7	05/07/2015	17:00	15	56.5	56.5	55.5	54	30.6	278	25.9
7.5	05/07/2015	17:30	16	52.5	52	53	52	29.7	199	22.3
8	05/07/2015	18:00	17	50.5	51	51	50	29.5	173	21.5
8.5	05/07/2015	18:30	18	48	48	49	48	29.1	112	18.9
9	05/07/2015	19:00	19	44.5	45	46.5	45.5	28.4	74	16.6
9.5	05/07/2015	19:30	20	46.5	49	53	48	27.9	22	21.1
10	05/07/2015	20:00	21	45.5	46.5	49.5	47	27.4	0	19.1
10.5	05/07/2015	20:30	22	45.5	48.5	53	47	27.2	0	21.3
11	05/07/2015	21:00	23	46	47.5	51	48	26.3	0	21.2
11.5	05/07/2015	21:30	24	44	45	48	46	26.3	0	18.7
12	05/07/2015	22:00	25	46.5	49.5	53.5	48.5	26.3	0	23.2
12.5	05/07/2015	22:30	26	46	47	50	47.5	25.8	0	21.2
13	05/07/2015	23:00	27	45.5	47.5	52.5	46.5	25.6	0	21.9
13.5	05/07/2015	23:30	28	44.5	46	50	47	25.4	0	20.6
14	06/07/2015	00:00	29	45.5	48.5	53.5	47	25.6	0	22.9
14.5	06/07/2015	00:30	30	44	49	52.5	49	25.7	0	23.3
15	06/07/2015	01:00	31	46.5	47.5	50.5	48	25.3	0	22.2
15.5	06/07/2015	01:30	32	46.5	46	48.5	46.5	25.1	0	20.9
16	06/07/2015	02:00	33	45.5	50	54	48.5	24.7	0	25.3
16.5	06/07/2015	02:30	34	45	49	52	49	24.6	0	24.4
17	06/07/2015	03:00	35	47	47	50	47.5	24.1	0	22.9
17.5	06/07/2015	03:30	36	46.5	45.5	48	46	24	0	21.5
18	06/07/2015	04:00	37	44.5	49.5	54	48	23.9	0	25.6
18.5	06/07/2015	04:30	38	44	48.5	52	48.5	24	0	24.5
19	06/07/2015	05:00	39	47	46.5	49.5	47	24.3	0	22.2
19.5	06/07/2015	05:30	40	46	47.5	52	46	24.5	0	23
20	06/07/2015	06:00	41	44	49	52.5	48.5	24.1	0	24.9
20.5	06/07/2015	06:30	42	46	47.5	50.5	47.5	23.8	0	23.7
21	06/07/2015	07:00	43	46	46	48.5	46	23.6	14	22.4
21.5	06/07/2015	07:30	44	45	49.5	53.5	47.5	24.2	68	25.3
22	06/07/2015	08:00	45	43.5	51	53	49.5	25	175	26
22.5	06/07/2015	08:30	46	48.5	51	52	50	25.7	280	25.3
23	06/07/2015	09:00	47	50.5	52	51.5	50	26.2	384	25.8
23.5	06/07/2015	09:30	48	51.5	53	52	50.5	26.6	508	26.4
24	06/07/2015	10:00	49	53.5	55.5	53	51.5	27.4	608	28.1

Diferencia de Temperatura Promedio entre el medio y la cámara 25.33877551

BIBLIOGRAFIA

BENAMOUN, Lyes and Azeddine BELHANRI. Using solar thermal energy for drying of fresh food products in Algeria. Seminaire International sur le Génie Climatique et l'Énergétique SIGCLE 2010

THEPPEN. Agricultural Engineering And Technology for Food Security And Sustainable Agriculture in Thailand. Committee of APCAEM. Thailand. February 2009.

DUFFIE John A. and William A. BECKMAN. Solar Engineering of Thermal Processes. University of Wisconsin. United States of America. 2006

HAHN F., G. Hernández, J. Hernández, C. Pérez and J.M. Vargas. Optimization of roselle drying time and drying quality. Canadian Biosystems Engineering. 2011

MEKHILEF S., S.Z. Faramarzi, R.Saidur, Zainal Salam. The application of solar technologies for sustainable development of agricultural sector. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2012

“Sistema Nacional para la Cruzada contra el Hambre” Secretaría de Desarrollo Social Diario Oficial de la Federación 22 de enero de 2013

S. Alexopoulos. Journal of Engineering Science and Technology "August 2012

ROSSET Peter y María Elena MARTÍNEZ. Soberanía reclamo mundial.
Ecofronteras 2014 vol. 18 núm 51 pp.8-11

WEISS Werner and Josef BUCHINGER. Solar Drying. Institute for Sustainable
technologies. Austria. 2005