

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE SECADO INDUSTRIAL BASADO EN LA  
CONCENTRACIÓN DE ENERGÍA SOLAR USANDO UN COLECTOR TIPO  
CILINDRO-PARABÓLICO ACOPLADO A UN INTERCAMBIADOR DE CALOR  
DE TUBO/CORAZA**



**GUSTAVO CARLOS ALMANZA GOMÉZ  
JHON JAIRO CABARCAS TOSCANO**

**UNIVERSIDAD DE CARTAGENA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA QUÍMICA  
CARTAGENA DE INDIAS, D. T. Y C.**

**2013**

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE SECADO INDUSTRIAL BASADO EN LA  
CONCENTRACIÓN DE ENERGÍA SOLAR USANDO UN COLECTOR TIPO  
CILINDRO-PARABÓLICO ACOPLADO A UN INTERCAMBIADOR DE CALOR  
DE TUBO/CORAZA**



**GUSTAVO CARLOS ALMANZA GOMÉZ  
JHON JAIRO CABARCAS TOSCANO**

**TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR EL TÍTULO DE  
INGENIERO QUÍMICO**

**ADRIANA HERRERA BARROS, Ph.D.  
DIRECTOR DE TESIS**

**UNIVERSIDAD DE CARTAGENA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA QUÍMICA  
CARTAGENA DE INDIAS, D. T. Y C.**

**2013**

Nota de Aceptación:

---

---

---

---

---

---

---

---

Firma Del Director De Programa

---

Firma Del Evaluador

---

Firma Del Evaluador

Cartagena de Indias D. T. y C., 20 de Mayo de 2013.

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores agradecen inicialmente a Dios, que hizo posible el desarrollo de esta investigación y su culminación dentro de los tiempos planeados. También agradecen a sus padres que son el motor que impulso sus sueños y los motivaron a convertirlos en realidad.

A la directora de la investigación, Adriana Herrera Barros Ph.D., por su asesoría, apoyo, confianza, tiempo y dedicación durante el todas las etapas del proceso investigativo, de igual forma al director de programa Álvaro Realpe Jiménez Ph.D. por sus indicaciones, sugerencias y valioso tiempo invertido.

A todo el personal docente y administrativo del programa de Ingeniería Química de la Universidad de Cartagena, por sus enseñanzas durante todo el proceso formativo, por todos los valores impartidos y por permitirnos usar los espacios del laboratorio de simulación y modelado matemático.

Y finalmente a todas personas que de una u otra forma colaboraron para que el proyecto culminara satisfactoriamente.

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN.....	3
1. OBJETIVOS .....	5
1.1 OBJETIVO GENERAL .....	5
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5
2.MARCO DE REFERENCIA.....	6
2.1 ANTECEDENTES.....	6
2.2 ESTADO DEL ARTE.....	7
2.2.1 Dispositivos utilizados en concentración de energía solar .....	7
2.2.2 Tendencias Internacionales.....	7
2.2.3 Tendencias Nacionales .....	8
2.3 MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL .....	10
2.3.1 Fuentes de energía alternativas .....	10
2.3.2 Radiación solar .....	10
2.3.3 Componentes de la radiación solar.....	11
2.3.4 Formas de determinar la radiación solar .....	11
2.3.5 Radiómetro .....	12
2.3.6 Concentración de Energía Solar (CES).....	13
2.3.7 Colectores y concentradores solares.....	13
2.3.8 Colector cilindro parabólico .....	16
2.3.9 Intercambiadores de calor .....	17

2.3.9.1 Tipos de intercambiadores de calor.....	18
2.3.10 Secador spray.....	19
3.METODOLOGIA.....	22
3.1 TIPO DE INVESTIGACION.....	22
3.2 TECNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN .....	22
3.2.1 Fuentes de información primaria .....	22
3.2.2 Fuentes de información secundaria .....	23
3.3 VARIABLES .....	23
3.3.1 Variables independientes.....	23
3.3.2 Variables dependientes.....	23
3.3.3 Variables intervinientes .....	23
3.4 PROCEDIMIENTO.....	24
3.4.1 Determinación de la cantidad de radiación solar disponible en Cartagena... 24	24
3.4.2 Ubicación de los sensores .....	25
3.4.3 Mediciones .....	25
3.4.4. Selección del colector de energía solar.....	25
3.4.5 Diseño de la unidad de transferencia de calor .....	26
3.4.6 Análisis de la factibilidad económica del proyecto de secado usando energía solar .....	27
4.ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS .....	30
4.1 DETERMINACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR DISPONIBLE EN CARTAGENA.....	30
4.2 MODELADO DE LA CAPACIDAD DE ABSORCIÓN DE RADIACIÓN SOLAR DEL COLECTOR TIPO CILINDRO PARABÓLICO .....	35

4.2.1 Balance de energía en un colector cilindro parabólico .....	35
4.2.2 Calculo del caudal de fluido de transferencia y número de colectores totales en el campo de concentración solar.....	41
4.3 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA.....	49
4.3.1 Ecuaciones de diseño de un intercambiador de tubo y coraza .....	49
4.4 MODELADO DEL ACOPLA DEL SISTEMA CES E INTERCAMBIADOR DE CALOR AL SECADOR SPRAY .....	57
4.4.1 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento de aceite .....	60
4.4.2 Selección de la bomba .....	63
4.4.3 Sistema de tuberías del acople.....	65
4.4.4 Perdidas térmicas en las tuberías .....	65
4.5 ANALISIS DE FACTIBILIDAD ECONOMICA.....	69
4.5.1 CALCULO DE LA INVERSIÓN EN EL PROYECTO.....	69
4.5.2 Calculo del ahorro energético .....	73
4.5.3 VALOR PRESENTE NETO (VPN) .....	74
4.5.4 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR).....	75
4.5.5 PAY BACK O PLAZO DE RECUPERACIÓN .....	76
5. CONCLUSIONES .....	77
6. RECOMENDACIONES.....	79
REFERENCIAS .....	80

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Descripción y especificaciones de los principales tipos de colector usados en los sistemas de CES.....	17
Tabla 2. Operacionalización de las variables.....	24
Tabla 3. Promedios diarios por mes de radiación solar – NASA.....	33
Tabla 4. Promedio diario por mes de radiación solar – IDEAM.....	33
Tabla 5. Radiación solar promedio en Cartagena - Promedio Mensual.....	34
Tabla 6. Relación de los números empleados en los subíndices.....	39
Tabla 7. Parámetros en el punto de diseño.....	46
Tabla 8. Resultados de la simulación en el punto de diseño.....	48
Tabla 9. Datos de operación y diseño del intercambiador de calor.....	56
Tabla 10. Volumen necesario de aceite (EssoTherm) y dimensionamiento del tanque de almacenamiento.....	62
Tabla 11. Caída de presión en el campo solar.....	64
Tabla 12. Potencia de la bomba.....	64
Tabla 13. Configuración del sistema de tuberías.....	65
Tabla 14. Factor de corrección por material del costo del intercambiador de calor.....	71
Tabla 15. Factor de corrección por longitud de tubos.....	72
Tabla 16. Resumen de costos de inversión del proyecto.....	73
Tabla 17. Resultado análisis económico.....	76



## LISTA DE FIGURAS

Pág.

Figura 1. Colectores con concentración: a) Cilindro parabólicos, b) torre central y c) disco parabólico.....	15
Figura 2. Sistema de concentración tipo Fresnel.....	16
Figura 3. Diagrama de flujo de un secador por aspersion.....	20
Figura 4. Radiación solar anual en el mundo.....	31
Figura 5. Medición de radiación directa en un día típico soleado.....	31
Figura 6. Mediciones de radiación solar - Mes de Julio de 2012.....	32
Figura 7. Comparación entre las mediciones de campo y datos NASA.....	34
Figura 8. Parámetros ópticos del colector cilindro parabólico.....	37
Figura 9. Balance de energía en un tubo absorbedor.....	40
Figura 10. Modelado termodinámico de un colector solar cilindro parabólico.....	47
Figura 11. Distribución porcentual de la potencia solar incidente.....	49
Figura 12. Intercambiador de calor de tubo y coraza - Flujo a contracorriente.....	55
Figura 13. Sistema de secado industrial basado en la concentración de energía solar usando un colector tipo cilindro-parabólico acoplado a un intercambiador de calor de tubo/coraza.....	58
Figura 14. Vista en Planta del sistema de secado.....	59
Figura 15. Representación del tanque de almacenamiento de aceite.....	62
Figura 16. Sección transversal de tubería.....	66
Figura 17. Modelado de las pérdidas térmicas en tuberías.....	67
Figura 18. Distribución de las pérdidas térmicas en el sistema.....	68
Figura 19. Distribución porcentual de los flujos de calor en el sistema.....	69

## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
Anexo A. Principales características del colector <i>Eurotrough II</i> .....	85
Anexo B. Especificaciones del tubo absorbedor <i>Schott PTR®70</i> .....	86
Anexo C. Resultados de las mediciones de radiación solar – Julio y Septiembre de 2012.....	87
Anexo D. Propiedades aceite térmico EssoTherm.....	88
Anexo E. Especificaciones técnicas del radiómetro PSE-SPM 1.....	89

## RESUMEN

El secado es una de las operaciones unitarias más usadas en la industria, ya que en muchos procesos se obtienen productos con un alto contenido de humedad, el cual debe ser disminuido o eliminado. Uno de los productos de gran producción en la industria de suplementos para producción de alimentos es el propionato de calcio, el cual se usa como aditivo y conservante. Para su producción la lechada de éste se somete a un proceso de secado por aspersion para obtener un producto en polvo. En éste proceso de secado típicamente se pueden remover hasta 1200 L/h de agua, utilizando aire caliente a 285°C. Calentar el aire a ésta temperatura por medio de la combustión de gas natural representa un gasto energético de 1.000.000 BTU/h, además de la producción de grandes emisiones de gases de efecto invernadero que contribuyen al calentamiento global [datos suministrados por la compañía C.I. Real].

Como alternativa para el calentamiento del aire, en éste proyecto se presenta el diseño de un sistema de secado industrial basado en la concentración de energía solar usando un colector tipo cilindro-parabólico acoplado a un intercambiador de calor de tubo/coraza. Para esto se determinó la radiación solar promedio en la ciudad de Cartagena utilizando un radiómetro PCE-SPM1, obteniendo una radiación solar promedio diario del orden de 900 W/m<sup>2</sup>. Para cuantificar la cantidad de energía solar disponible para la transferencia de calor se hizo un modelado termodinámico del colector cilindro-parabólico. Además se diseñó la unidad de transferencia de calor tipo tubo/coraza con un paso por la coraza y dos por los tubos con arreglo triangular. Finalmente se modeló todo el sistema teniendo en cuenta las variables más importantes, como la cantidad de radiación solar que entró al sistema y la temperatura del aire a la salida, herramientas con las que se definieron las condiciones bajo las cuales puede operar el sistema de concentración de energía solar propuesto.

**Palabras claves:** *concentración de energía solar, colector solar cilindro-parabólico, radiación solar*

## ABSTRACT

Drying is one of the unit operations more used in the food industry, since many process produce products with a high moisture content, which must be reduced or eliminated. The calcium propionate is an important product obtained in the food industry, because it is used as an additive in the preservation of flour. Typically, its production involves the use of spray drying units to obtain a powder product. This drying process can remove up to about 1200 L/h of water by using hot air at 285 °C. Usually, this temperature is achieved by the combustion of natural gas, causing an energy cost of about 1,000,000 BTU/h. Furthermore, it produces large emissions of greenhouse gases, which contribute to global warming [data supplied by C.I. Real Company].

As an alternative to increase the temperature of the air to be feed to the spray drying units, we propose an industrial drying system based on solar energy concentration using a parabolic trough type collector coupled to a heat exchanger tube/shell. We measured the average solar radiation in Cartagena city using a PCE-SPM1 radiometer, from which we determined a daily average solar radiation of about 900 W/m<sup>2</sup>. The amount of solar energy available for the heat transfer process was quantified by means of a thermodynamic model, through energy balances in the parabolic trough collector. Furthermore, we design heat exchanger pipe/shells with a single pass through the shell and two from the pipes with a triangular arrangement. Finally, the entire system was modeled taking into account the most important variables, such as the amount of solar radiation coming into the system and the temperature of the air leaving the heat exchanger, which allowed us to define the operation conditions of the proposed system.

**Keywords:** concentrating solar power, parabolic trough solar collector, solar radiation

## INTRODUCCIÓN

En Colombia los sectores industriales de alimentos y agroindustrial generan una gran cantidad de productos químicos con altos contenidos de humedad, los cuales requieren de un alto consumo de energía para ser secados. Usualmente estos procesos de secado se llevan a cabo utilizando energía obtenida a partir de combustibles fósiles, gas y biodiesel, lo cual genera un alto impacto ambiental debido a las emisiones de CO<sub>2</sub> que causan el calentamiento global a través del efecto invernadero. Una alternativa para reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> es utilizar recursos energéticos renovables y no contaminantes, que proporcionen calor y energía suficiente para los procesos de secado industrial.

Entre los productos químicos que se elaboran para la industria de alimentos se destaca el propionato de calcio, el cual es una sal cálcica ampliamente usada como aditivo alimenticio en la industria de panadería y repostería. En el proceso de producción de propionato de calcio se utilizan secadores tipo Spray o por aspersión, en los cuales la lechada de propionato de calcio es secada y convertida en un polvo fino que se convierte en el producto final. Típicamente éste proceso de secado industrial remueve aproximadamente 1,200 L/h de agua por secador de Spray utilizando aire que se ha calentado previamente desde 30 °C hasta 285 °C a través de un proceso que implica la combustión de gas natural, lo cual debido al gran diferencial de temperatura existente conlleva a un excesivo gasto energético de 1.000.000 BTU/h que redundan en grandes emisiones de CO<sub>2</sub> al ambiente y altos costos de producción por elevado consumo de gas natural.

Ante esta problemática urge identificar una fuente de energía alterna que permita calentar el aire a la temperatura deseada y proporcionar el calor requerido para secar el propionato de calcio. Entre estas fuentes de energía alternativa se destaca la energía solar por ser esta una fuente de energía abundante, gratuita, que genera cero emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero, no produce ruidos molestos, ni tampoco causa efecto alguno sobre las fuentes ni la

calidad del agua ni el suelo. Lo cual lleva a cuestionar si es posible mejorar el proceso de secado del Propionato de Calcio utilizando un sistema de concentración de energía solar.

La presente investigación propone la implementación de un sistema de Concentración de Energía Solar (CES) que permita utilizar la radiación solar para calentar el aire utilizado en el proceso de secado del Propionato de Calcio, disminuyendo de ésta manera el consumo de gas combustible y los elevados costos de producción. En este caso se usarán colectores cilindro parabólicos para concentrar la radiación solar y transmitirla a un fluido de transferencia de calor, el cual por la concentración y acumulación de la energía proveniente de la radiación solar aumentará su temperatura y será transportado hacia un intercambiador de calor donde cederá toda esa energía térmica concentrada hacia el aire que ingresará al secador, precalentándolo y de esta forma disminuyendo el consumo de gas natural.

Este trabajo forma parte del grupo investigación Modelación de Partículas y Procesos de la Universidad de Cartagena, el cual se encuentra trabajando desde el 2001 en temas relacionados a la modelación y simulación de procesos industriales y biopolímeros. A partir del 2007 el grupo comenzó a desarrollar investigaciones en el área de la energía renovable con proyectos de investigación sobre potencial eólico y solar en Colombia. Por lo tanto se justifica ésta investigación dentro del mismo al contribuir al desarrollo de tecnologías y procesos que integran el uso de energías renovables y limpias.

# 1. OBJETIVOS

## 1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema de concentración de energía solar (CES) que integre un colector solar de tipo cilindro-parabólico y un intercambiador de tubo/coraza para disminuir el consumo energético de un proceso de secado industrial.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar la cantidad de radiación solar disponible en Cartagena a través de mediciones de campo usando sensores fotovoltaicos y datos de entidades meteorológicas y ambientales.
- Modelar la capacidad de absorción de radiación solar del colector tipo cilindro parabólico para cuantificar la cantidad de energía solar disponible para el proceso de transferencia de calor.
- Diseñar el intercambio de calor de tubo y coraza para incrementar la temperatura del aire que se alimentará al secador de spray.
- Modelar el sistema Acoplado de CES e intercambiador de calor al secador spray.
- Analizar la factibilidad económica del diseño propuesto.

## 2. MARCO DE REFERENCIA

### 2.1 ANTECEDENTES

Las primeras aplicaciones de la energía solar en la historia se enfocaron al uso de colectores de concentración de energía solar, en ése momento el seguimiento del sol representaba un escollo importante para el desarrollo de la tecnología. Durante el siglo XVIII se desarrollaron hornos solares capaces de fundir hierro, cobre y otros metales, estos fueron de gran uso en toda Europa y el medio oriente. Los primeros intentos de convertir la energía solar en otras formas de energía se dieron en 1886 y se basaban en la generación de vapor de agua a baja presión para operar motores de vapor [1].

La primera planta de energía solar concentrada comenzó a operar en 1968 en Génova (Italia) y fue diseñada y construida por el profesor Giovanni Francia. Esta planta tenía la configuración de los actuales campos de concentración solar en los cuales se ubican gran cantidad de espejos que reflejan la luz a una torre central receptora. La planta fue capaz de producir 1 MW con vapor sobrecalentado a 100 bar y 500°C [1]. Desde 2001 el instituto Weizmann en Rehovot (Israel) cuenta con una planta piloto termosolar de 3MW que ha sido usada para desarrollar métodos de conversión de la energía solar en energía química para producir hidrogeno de manera segura, limpia y económica [2]. En 2009 abrieron la central termosolar de tipo torre en Múnich, Alemania, la cual posee 2150 espejos móviles que siguen la trayectoria del sol concentrando la radiación solar sobre un receptor que se sitúa en la parte superior de una torre de 60 m de altura, cubriendo así el 50% de la demanda de calefacción en todos los edificios de la zona [3].

La viabilidad de estos sistemas depende de su costo inicial y del precio del combustible. Al analizar las relaciones entre los costos de vida-ahorro, el rendimiento de la energía y el precio del combustible se ha encontrado que los



colectores de placa plana son los más adecuados para aplicaciones de baja temperatura y los de concentración del tipo cilindro parabólicos son para aplicaciones de mayor temperatura. Lo anterior indica que los sistemas de concentración de energía solar serán mucho más rentables en el futuro debido a que las reservas de petróleo se agotan, y por lo tanto el precio del combustible aumenta haciendo a la energía solar mucho más favorable y de igual forma colaborando a la disminución de emisiones de gases de efecto invernadero [4].

## **2.2 ESTADO DEL ARTE**

### **2.2.1 Dispositivos utilizados en concentración de energía solar**

Existen diversos dispositivos utilizados para concentrar la energía solar, entre estos se destacan los colectores cilindro parabólico, los lineal Fresnel, torres solares y discos- Stirling [5, 6,7]. Los colectores cilindro parabólicos son los de más bajo costo, y es la tecnología más desarrollada en cuanto a concentración de energía solar, operan en rangos de temperatura que van desde los 50°C hasta los 400°C [8]. Luego le siguen los Lineal Fresnel que operan de 50°C a 300°C, estos son mucho menos costosos que los cilindro-parabólicos, pero esta tecnología no tiene el mismo desarrollo o madurez científica [8]. Los últimos avances en colectores están en las torres solares y discos parabólicos o Stirling, estos operan a elevadas temperaturas de hasta 2000°C, pero su costo es muy elevado y la tecnología no está lo suficientemente desarrollada [8].

### **2.2.2 Tendencias Internacionales**

Actualmente a nivel mundial la tecnología de concentración de energía solar se encuentra muy bien posesionada, esta tecnología es utilizada para varios

propósitos como: generación térmica, refrigeración/calefacción industrial, producción de agua caliente doméstica, producción de energía mecánica y a partir de ella energía eléctrica, climatización de piscinas, etc. [5, 6, 7, 9]. Los sistemas de calefacción y refrigeración industrial se encuentran en rápido crecimiento. En el 2009 la capacidad instalada en calentamiento de agua y de espacios se incrementó en 21% hasta alcanzar 180 GWt (Giga watts térmicos), de los cuales en el año 2008 solo China adicionó 29 GWt, aproximadamente 42 millones de metros cuadrados de colectores con un crecimiento anual de 32% [5,6]. Hoy por hoy se habla de más de 70 millones de hogares alrededor del mundo y muchas escuelas, hospitales y edificios que usan sistemas de calentamiento de agua solar, las cifras más altas se encuentran en China.

En cuanto a la generación térmica utilizando concentradores de energía solar, la misma tomó vuelo a partir del año 2005, después de un periodo de atasco en la década de los 90 [10]. Entre el 2005 y el 2009 la capacidad en España y Estados Unidos se incrementó en un 70% de 254 MW paso a 610 MW, las proyecciones futuras son optimistas se espera un incremento de más de 10,000 MW para el año 2014 en tan solo esos dos países, cifras sin precedentes evidentemente [9,11].

### **2.2.3 Tendencias Nacionales**

Los proyectos que se han llevado a cabo en Colombia son básicamente en aplicaciones térmicas para calentamiento de agua tanto en la parte residencial e industrial. También se han desarrollado proyectos puntuales por iniciativa del sector privado. El desarrollo de calentadores solares en Colombia tuvo su máxima expresión a mediados de los ochenta en la aplicación masiva de estos sistemas en urbanizaciones en Medellín (Villa Valle de Aburrá) y Bogotá (Ciudad Tunal, Ciudad Salitre) en donde fueron instalados miles de calentadores, fabricados por el Centro Las Gaviotas. La mayor parte de estos proyectos fueron financiados por

el antiguo Banco Central Hipotecario (BCH) [12,13]. En total al 2009 había instalados en el país más de 110,000 m<sup>2</sup> de colectores, equivalentes a 77 MWt si estuvieran todos en operación [12]. En los años 1993-1995 el gobierno impulsó la introducción a nivel nacional del uso de gas natural para calentar agua, lo que desplazó del mercado la naciente industria del calentamiento solar. Actualmente, con el aumento de los precios del gas natural y con la introducción de calentadores solares de tubos evacuados relativamente económicos fabricados en China, se ha comenzado de nuevo a ver la energía solar como una opción para el calentamiento de agua a nivel industrial y doméstico [12].

La generación de electricidad con energía solar empleando sistemas fotovoltaicos ha estado siempre dirigida al sector rural colombiano, en donde los altos costos de generación originados principalmente en el precio de los combustibles y los costos de operación y mantenimiento en las distantes zonas remotas, hacen que la generación solar resulte económica y confiable en el largo plazo [12, 13]. Estas actividades surgieron en Colombia con el Programa de Telecomunicaciones Rurales de Telecom a comienzos de los años 80, con la asistencia técnica de la Universidad Nacional [12]. En los programas de electrificación rural, el sistema convencional para hogares aislados ha constado de un panel solar de 50 a 70 Wp (Watt pico), una batería entre 60 y 120 Ah (Amperio-hora) y un regulador de carga [12]. Estos pequeños sistemas suministran energía para iluminación, radio y TV, cubriendo las necesidades realmente básicas de los campesinos colombianos.

Durante los últimos años, se han instalado muchos más sistemas en los programas de electrificación rural, con fuerte financiación del Estado, haciendo uso actualmente de recursos como el FAZNI (Fondo de Apoyo Financiero para la Energización de las Zonas No Interconectadas). El IPSE (Instituto para la Promoción de Soluciones Energéticas) es en la actualidad la institución que lidera las acciones del Estado en la energización del campo colombiano [12]. Según esta institución, en la actualidad hay más de 15,000 sistemas instalados para estas aplicaciones. Pero, además, el IPSE tiene en desarrollo soluciones innovadoras como sistemas híbridos, en donde se combinan por ejemplo la energía solar

fotovoltaica y las plantas diesel, para reducir los costos de generación del diesel y emplear el generador diesel como respaldo.

## **2.3 MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL**

### **2.3.1 Fuentes de energía alternativas**

Con el rápido desarrollo de la economía mundial, las necesidades de energía se han incrementado notablemente, especialmente en los países emergentes. La constatación de que los recursos de combustibles fósiles necesarios para la generación de energía se están volviendo escasos y que el cambio climático está relacionado con las emisiones de carbono a la atmósfera, ha incrementado el interés en el ahorro energético y protección del medio ambiente [14]. La primera estrategia para reducir la dependencia de los recursos fósiles se basa en la utilización de fuentes alternativas de energía, no sólo para la producción de energía a gran escala, sino también para sistemas autónomos. Estas fuentes de energía alternativa se definen como toda fuente de energía que no acarrea la quema de combustibles fósiles como el petróleo, gas natural y carbón.

Las principales fuentes renovables de energía son expuestas a continuación [14]:

- Energía eólica.
- Energía geotérmica.
- Energía hidráulica o hidroeléctrica.
- Energía solar.

### **2.3.2 Radiación solar**

La radiación solar es la energía que emite el sol en forma de ondas electromagnéticas en todo su espectro: ultravioleta, visible e infrarrojo. La energía solar que llega al planeta ha permitido la vida en el mismo y su acumulación en forma de biomasa, carbón y otros combustibles fósiles. La cantidad que recibe la

tierra en 30 minutos es equivalente a toda la energía eléctrica que los habitantes del planeta consumimos actualmente en un año. Esta fuente de energía ha sido utilizada por el hombre desde tiempos inmemoriales [12].

### **2.3.3 Componentes de la radiación solar**

A medida que la radiación solar se aproxima a la tierra y atraviesa la atmosfera ocurren fenómenos de transmisión, absorción y reflexión debidos a la presencia de vapor de agua, las nubes, el ozono e incluso los aerosoles, a éste fenómeno se le conoce como *scattering* [15]. A causa de todas estas interacciones de la radiación solar con la atmosfera terrestre, ésta se descompone en varios tipos los cuales se definen a continuación.

**a) Radiación Solar Directa:** Es la radiación solar recibida en la superficie terrestre sin sufrir ninguna alteración en su dirección causada por la atmosfera.

**b) Radiación Solar Difusa:** Es la componente de la radiación solar recibida en la superficie terrestre después de haber sufrido los fenómenos de dispersión atmosférica antes mencionados.

**c) Radiación Solar reflejada o de albedo:** Es la componente de la radiación procedente de la reflexión de la superficie terrestre (suelo, edificios tejados, etc.).

**d) Radiación Solar Global:** Es la suma de todas las radiaciones solares.

### **2.3.4 Formas de determinar la radiación solar**

Para aprovechar eficientemente la energía solar se debe conocer su intensidad sobre el área de interés, por lo tanto es necesario tener datos confiables acerca de la radiación solar incidente en una zona específica. Además de que los datos sean confiables en el caso del diseño de equipos es necesario que estos también sean precisos. Para esto actualmente se cuenta con mapas de radiación solar diaria, mensual o anual que son elaborados por organismos especializados en temas

meteorológicos y ambientales. Estos mapas de radiación se elaboran a partir de mediciones vía satélite o partir de datos que se obtienen en las ciudades usando sensores de radiación solar o radiómetros [16].

Existen sensores que van desde los cientos hasta miles de dólares en el mercado, el precio depende del nivel de precisión y confiabilidad de los datos que estos arrojan. Al momento en que estos sensores realizan la medición lo que detectan es la radiación recibida por una superficie por unidad de área lo que se denomina irradiancia ( $W/m^2$ ). Existen varias formas de realizar la medición de la radiación solar, entre esas encontramos la radiación en plano horizontal que se usa para determinar la insolación sobre plantas o calentamiento de estanques; la radiación en plano inclinado que es usada para diseñar calentadores solares de agua y sistemas fotovoltaicos y finalmente encontramos la radiación solar en plano perpendicular a los rayos solares que se utiliza para dimensionar colectores solares [16].

### **2.3.5 Radiómetro**

Radiómetro, instrumento para detectar y medir la intensidad de energía térmica radiante, en especial de rayos infrarrojos. Un radiómetro es un tubo de vidrio o cuarzo en el que se ha hecho un vacío parcial; dentro del tubo se encuentra un eje con cuatro paletas muy ligeras. Una cara de las paletas está ennegrecida, mientras que la otra es de metal pulimentado. Al recibir radiación externa el lado negro de una paleta absorbe más radiación que el lado pulimentado de la paleta opuesta, lo que hace que la primera paleta se aleje de la fuente de radiación. Dicho efecto produce una rotación constante de las paletas, con una velocidad que depende de la intensidad de la energía radiante. Estos radiómetros mecánicos, que antes se empleaban en instrumentos meteorológicos para efectuar medidas en las capas altas de la atmósfera, han sido sustituidos casi por

completo por dispositivos electrónicos de estado sólido que miden la energía radiante de forma más directa y precisa.

### **2.3.6 Concentración de Energía Solar (CES)**

La tecnología CES fue creada a comienzos de los años 80 por el Departamento de Energía de los Estados Unidos, que puso en marcha nueve plantas en el desierto de California antes de 1990. Sin embargo, no ha sido hasta fechas recientes cuando la CES ha atraído la atención mundial de la industria, en un contexto marcado por el incremento de los precios del petróleo y los problemas derivados del calentamiento global [17]. Este sistema consiste en una gran cantidad de espejos que siguen al sol, concentrando su calor en un punto. De esta manera, se genera vapor, que a su vez impulsa una turbina. Además, éste tipo de plantas pueden funcionar constantemente, ya que parte del calor es almacenado en aceite o sal derretida para que la turbina siga funcionando de noche [17]. Los tipos de sistema de concentración solar se distinguen de la forma como se colecta la energía, es decir, dependiendo del colector que se utilice.

### **2.3.7 Colectores y concentradores solares**

Un colector de energía solar es un dispositivo de intercambio de calor que transforma la radiación solar en energía térmica que puede ser utilizado para la generación de otro tipo de energía. Básicamente los colectores constan de una superficie reflectora sobre la cual incide la radiación solar que en este caso se llama colector, un tubo absorbente por medio del cual circula el fluido de transferencia de calor que se conoce como absorbedor, una estructura de soporte y un sistema mecánico de seguimiento del sol. La función básica de un colector solar es reflejar la radiación solar incidente en el colector y dirigirla hacia el tubo absorbedor, por el cual se mueve el fluido de transferencia de calor (HTF por sus siglas en inglés), que absorbe la energía reflejada y la transforma en

calor. El fluido de transferencia de calor enlaza los colectores solares para el sistema de generación de energía, llevando la energía térmica a partir de cada colector a un generador de vapor central, sistema de almacenamiento o intercambio térmico a medida que circula por el sistema [5].

Los colectores solares se clasifican tradicionalmente por su temperatura de operación entre colectores de baja, media y alta temperatura [18]; aunque existe una clasificación más exacta que se relaciona con la razón de concentración superficial  $C$ , el cual es un parámetro definido por la relación entre el área de apertura del concentrador o colector y el área del receptor en éste caso el tubo absorbedor [19].

$$C = \frac{A_{colector}}{A_{absorbedor}} \quad Ec. (1)$$

Según la razón de concentración superficial los colectores se clasifican en colectores sin concentración ( $C=1$ ) y colectores con concentración ( $C>1$ ). Entre los colectores sin concentración se encuentran los colectores no vidriados y los de placa plana, mientras que en los colectores con concentración se ubican los cilindros parabólicos ( $C=30-90$ ), de torre central ( $C=200-1000$ ), y los de discos parabólicos ( $C=1000-15000$ ) [20].

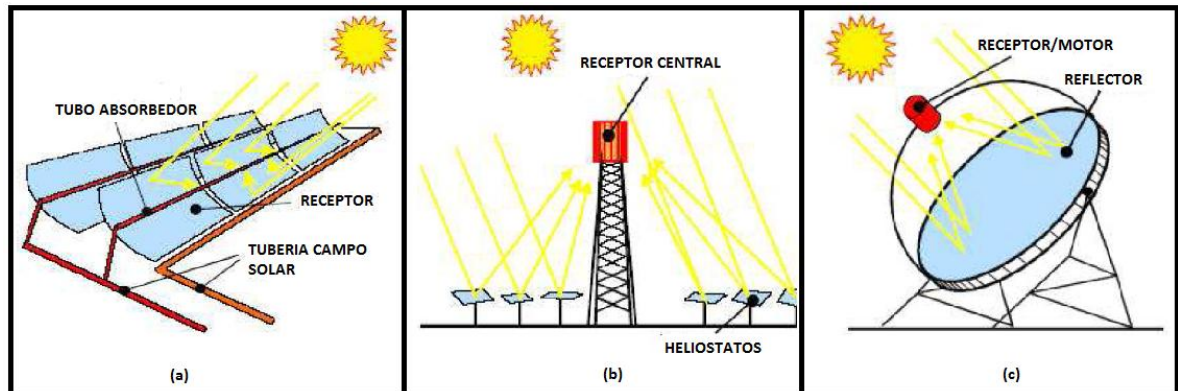
Los colectores sin concentración se usan en aplicaciones de baja temperatura, hasta  $130^{\circ}\text{C}$  aproximadamente, su ventaja radica en que estos aprovechan tanto la radiación solar directa como la difusa, y no requieren sistema de seguimiento del sol. Por otra parte los colectores con concentración se usan en aplicaciones que demandan medianas y altas temperaturas.

Para los fines de este trabajo se atribuye más importancia a los colectores con razón de concentración mayor que 1, es decir los colectores con concentración, la Figura 1 muestra cada uno de los tipos de colectores con concentración y también



se observa en está el mecanismo mediante el cual cada colector concentra la radiación solar.

**Figura 1. Colectores con concentración: a) Cilindro parabólicos, b) torre central y c) disco parabólico**



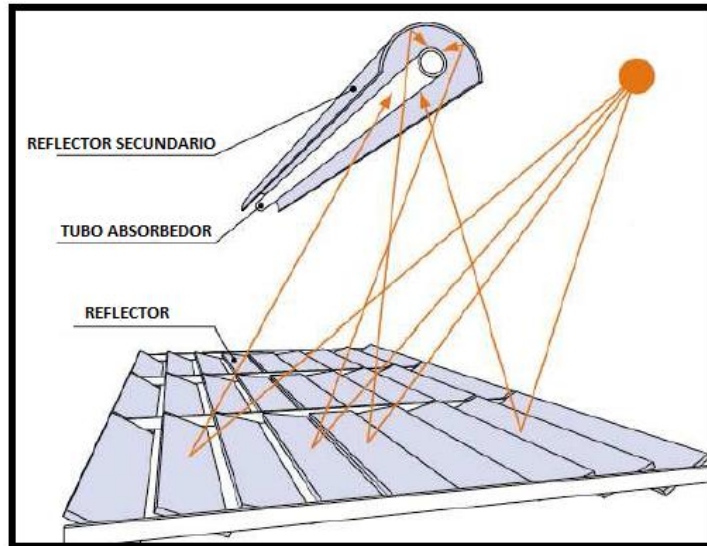
**Fuente: [Balado, E. 2011]**

La tecnología de torre central o torre de potencia está formada por un campo de espejos cuasi-plano llamados heliostatos distribuidos de forma horizontal en un campo y orientados de tal forma que la radiación reflejada por estos incida sobre un receptor central ubicado en la parte alta de la torre. Los sistemas de disco parabólico son espejos con forma de paraboloides de revolución, los cuales llevan acoplado al receptor un motor de combustión externa tipo *Stirling* que genera unas decenas de kilovatios eléctricos por concentrador.

Los sistemas cilindro parabólicos se componen de espejos cilíndricos cuya sección transversal es una parábola, de tal forma que los rayos incidentes en la superficie del espejo se dirigen hacia el eje focal de la parábola en el cual se encuentra el tubo absorbedor o receptor por el cual circula el fluido caloportador. Entre los sistemas cilindro parabólicos encontramos la tecnología de los sistemas lineal *Fresnel* como el de la Figura 2, está es una tecnología más reciente; se puede decir que reúne las características del sistema de torre central y el sistema cilindro parabólico ya que en este el tubo absorbedor permanece inmóvil elevado

del suelo y son una serie de espejos planos (*Fresnel*) situados en el suelo los que se encargan de mantener la radiación reflejada sobre el receptor.

**Figura 2. Sistema de concentración tipo Fresnel**



**Fuente: [Balado, E. 2011]**

### **2.3.8 Colector cilindro parabólico**

Consta de un canal de espejos cilíndricos cuya sección transversal es una parábola, de tal forma que la radiación reflejada por la superficie reflectora incida sobre un tubo absorbedor situado en el eje focal de la parábola. Este tipo de colectores se compone principalmente de una estructura soporte y una cimentación que le brinda estabilidad al colector, un espejo concentrador cilindro parabólico, un tubo absorbedor o receptor y un sistema de seguimiento del sol que como su nombre lo indica mueve el colector hacia la ubicación del sol para aprovechar al máximo la radiación solar [21].

En la Tabla 1 se presentan las descripciones, la eficiencia termodinámica, temperatura de operación y costo relativo de las tecnologías de concentración usadas en la actualidad.

**Tabla 1. Descripción y especificaciones de los principales tipos de colector usados en los sistemas de CES.**

Tipo de colector	Descripción	Eficiencia Termodinámica	Temperatura de operación (°C)	Costo relativo
PTC	Lamina parabólica de material reflectivo (aluminio, acrílico). Receptor lineal (tubo de metal con fluido de transferencia de calor)	Bajo	50-400	Bajo
Líneas de Fresnel	Espejos en serie centrados en la torre o tubo montado en alto como receptor.	Bajo	50-300	Muy bajo
Torre solar	Campo de heliostatos con una torre alta en el centro. Receptor: agua / HTC en la parte superior de la caldera.	Alto	300-2000	Alto
Disco-Stirling	Gran antena parabólica reflectante con un receptor Stirling de motor en el punto focal.	Alto	150-1500	Muy alto

**Fuente: [Kamat P. 2007]**

### **2.3.9 Intercambiadores de calor**

En la mayoría de los procesos y los sistemas industriales sucede que el calor debe ser transferido de una línea de proceso a otra o de un fluido a otro, los equipos que permiten llevar a cabo esta tarea son los intercambiadores de calor. Estos se emplean para transferir calor entre dos fluidos, que se encuentran separados por una barrera o que se encuentren en contacto. La transferencia de calor se realiza a través de una pared metálica (barrera) o de un tubo que separa ambos fluidos [22]. Existen tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de un lugar a otro, aunque en ingeniería hay situaciones en las cuales se dan combinaciones de dos o tres de las formas. Estas son: Conducción, es la transferencia debida al movimiento que se produce en el seno de una masa liquido o gaseosa;

Convección, que es el fenómeno de transmisión de calor desde la masa de un cuerpo hacia el medio que lo rodea; y Radiación, que es la transmisión de calor en forma de ondas electromagnéticas hacia otros cuerpos que están a su alrededor [23].

### 2.3.9.1 Tipos de intercambiadores de calor.

Existen diversas formas de clasificar los intercambiadores de calor, una de ellas es según la distribución de los flujos dentro de este, según esta clasificación encontramos los de flujo paralelo en los que los fluidos frío y caliente entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen en la misma dirección y salen por el mismo extremo; flujo contracorriente en este los fluidos entren por extremos opuestos y fluyen en direcciones contrarias; y los de flujo cruzado en este tipo de intercambiadores un fluido se desplaza dentro del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido [23].

Para clasificar los intercambiadores según su aplicación se emplean términos especiales muy usados en ingeniería, estos son: **Calderas**, son unas de las principales aplicaciones de los intercambiadores de calor y se usan en aplicaciones de generación de vapor; **Condensadores**, como su nombre lo indica en estos ocurre un cambio de fase en el cual una corriente en fase de vapor se convierte a fase líquida. Por último existe una clasificación según la estructura física del intercambiador, entre estos encontramos:

- **Intercambiadores de tubería doble:** Consiste en un tubo pequeño que está dentro de otro tubo mayor, circulando los fluidos en el interior del pequeño y entre ambos. Estos intercambiadores se utilizan cuando los requisitos de área de transferencia son pequeños [24].
- **Intercambiadores enfriados por aire:** Consisten en una serie de tubos situados en una corriente de aire, que puede ser forzada con ayuda de un ventilador. Los tubos suelen tener aletas para aumentar el área de transferencia de calor. Pueden ser de hasta 40 ft (12 m) de largo y anchos de 8 a 16 ft (2,5 a 5 m). La selección

de un intercambiador enfriado por aire frente a uno enfriado por agua es una cuestión económica, hay que considerar gastos de enfriamiento del agua, potencia de los ventiladores y la temperatura de salida del fluido [24].

- **Intercambiadores de tubo y coraza:** Estos intercambiadores de calor constan de cualquier cantidad de tubos en ocasiones hasta cientos empacados en una coraza o casco con sus ejes paralelos al de este. La transferencia de calor se realiza a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, mientras que el otro se mueve por fuera de estos, pasando por la coraza [24].

Este tipo de intercambiador de calor fue el escogido para acoplar al prototipo de concentración solar que se pretende diseñar, porque además de ser el que tiene mayor disponibilidad comercial, es un equipo que cuenta con la ventaja de ser compacto, soporta altas presiones, de fácil mantenimiento, puede manejar fluidos gaseosos o líquidos y según las leyes heurísticas es el tipo de intercambiador que se utiliza cuando los fluidos a tratar son aceite/agua o aire por ejemplo para enfriar aceite en sistemas de lubricación o hidráulicos y transformadores eléctricos [24].

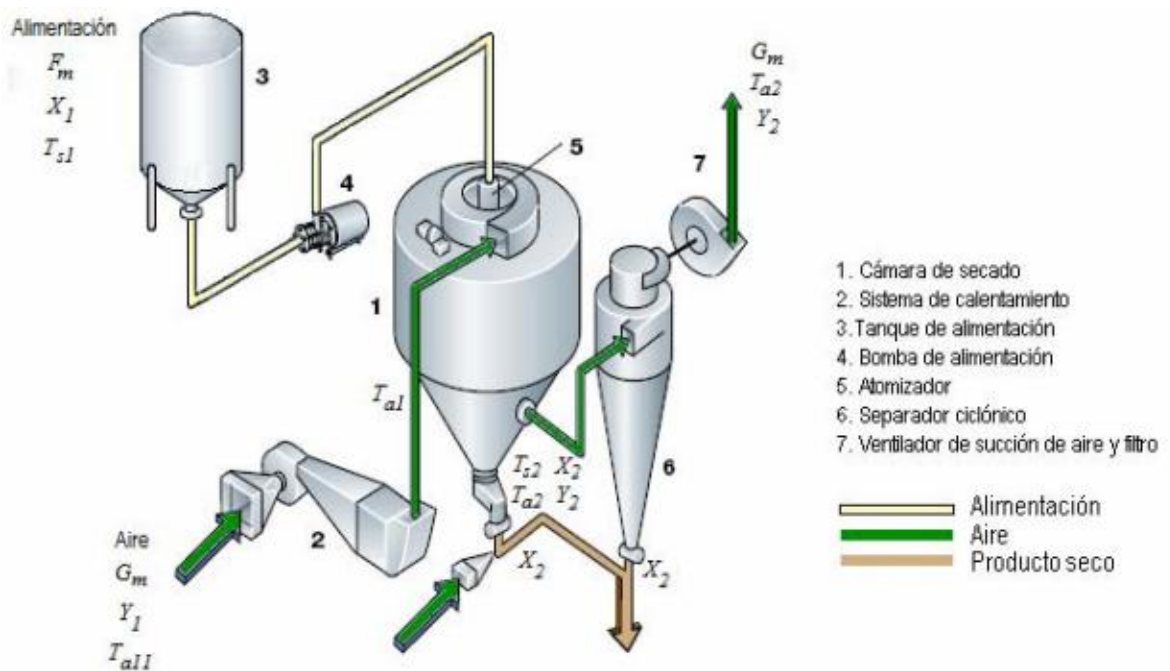
### **2.3.10 Secador spray**

El secador se compone un recipiente para la carga del material, sistema de alimentación, una cámara de secado, un clasificador (ciclón) sólido-gas y de un sistema de recolección. La velocidad se ajusta de manera tal que cada gota del spray esté completamente seca antes de que esta contacte las paredes de la cámara del secado. La excesiva velocidad de alimentación disminuye la temperatura de salida acumulando el material en las paredes de la cámara. La separación del sólido del gas efluente se logra por medio de un ciclón. Finalmente, el producto se colecta en la cámara de secado [25].

Sólo se utiliza para manipular fluidos como soluciones y pastas delgadas. El fluido se dispersa como gotas finas en una corriente de gas caliente donde el líquido se evapora antes de alcanzar la pared de la cámara. Al final, se obtiene un material seco fino que es llevado por una corriente de gas a un recipiente recolector. Los

gránulos secos se forman alrededor de la carcasa seca por difusión del vapor. De esta forma, la presión interna de la gota hace que esta se hinche y que el gránulo se haga cada vez más delgado permitiendo la rápida difusión de la humedad a través de éste. Posteriormente ocurre la fragmentación del gránulo formado. La velocidad se puede regular inspeccionando la cantidad del material que queda adherida en las paredes o que salen en el exhosto.

**Figura 3. Diagrama de flujo de un secador por aspersión**



**Fuente: [Yanza, 2003]**

La difusión del líquido al interior del gránulo ocurre a velocidad más baja que la transferencia de calor del exterior al interior de la gota. Esta ganancia de calor causa que el líquido dentro del gránulo se evapore a una velocidad mayor que la que se difunde a través de su superficie. Si el gránulo es impermeable o frágil, éste se romperá produciendo fragmentos derivados del gránulo original.

**Ventajas:**

- Cambia la apariencia física del material (forma y tamaño de partícula, densidad aparente).
- Es perfecto para el secado de materiales sensibles al calor y oxidación sin degradarlos (por la evaporación y recolección rápida).
- Produce partículas esféricas de excelente flujo y mínima área superficial.
- Se puede utilizar en operaciones de recubrimiento de sólidos y líquidos porque a medida que se evapora el material de recubrimiento envuelve la partícula que enmascara el olor y sabor mejorando la estabilidad, recubrimiento entérico y la liberación sostenida. Los líquidos oleosos para recubrimiento se obtienen emulsificándolos en agua con ayuda de goma acacia o almidón y luego sometiéndolo al proceso de secado (evaporando el agua y cubriéndose por el aceite)[25].

### **3. METODOLOGIA**

#### **3.1 TIPO DE INVESTIGACION**

La naturaleza de esta investigación es cuantitativa de tipo prospectiva. Utilizando los datos de radiación solar obtenidos de las mediciones de campo se evaluó el potencial solar de la zona en base a ciertos criterios para de esta manera apreciar la factibilidad económica de este proyecto. Se desarrolló un modelo termodinámico que permitió advertir la relación entre las variables más relevantes (radiación solar y temperatura de salida del aire), además éste modelo ayudó a predecir el comportamiento del sistema de secado industrial y determinar las condiciones bajo las cuales se debe operar.

#### **3.2 TECNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN**

La información requerida para el desarrollo del presente trabajo de investigación se obtuvo a partir de la bibliografía especializada en el tema, artículos científicos, bases de datos y de mediciones de campo. Todas estas constituyen las fuentes de información que serán utilizadas para el diseño del sistema de secado industrial.

##### **3.2.1 Fuentes de información primaria**

Para esta investigación, las fuentes primarias se constituyen los datos obtenidos en las mediciones de radiación solar realizadas en los campus Piedra de Bolívar y San Agustín de la Universidad de Cartagena, los cuales se hicieron usando un radiómetro PCE-SPM1 (Ver características del instrumento en el Anexo E) . Estos permitieron cuantificar la energía solar disponible en la ciudad de Cartagena y a partir del modelado conocer cuanta de esta energía puede aprovecharse en el colector para transformarla en calor.



### **3.2.2 Fuentes de información secundaria**

La constituyen los datos reportados por el IDEAM y la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME) en su “Atlas de Radiación Solar de Colombia” (IDEAM 2005), las bases de datos de la Universidad de Cartagena, Sciencedirect y Access Engineering, de las cuales se obtuvieron artículos científicos con información sobre concentración de energía solar, modelado de colectores solares y uso de la energía solar en procesos de calentamiento, refrigeración y secado. Además, de los reportes de temperatura del aire y humedad relativa medidos en las estaciones meteorológicas del IDEAM en la zona.

## **3.3 VARIABLES**

### **3.3.1 Variables independientes**

La variable independiente es el flujo de aire en la entrada del sistema, es el volumen de aire que entra por unidad de tiempo. Esta variable repercute en gran medida sobre la variable de interés, temperatura del aire en la salida del sistema, de ahí la importancia del equilibrio en sus valores.

### **3.3.2 Variables dependientes**

La variable dependiente es la temperatura del aire en la salida del sistema, que es en definitiva la variable de interés. La medida de ésta variable refleja fielmente si el sistema de secado industrial propuesto es factible.

### **3.3.3 Variables intervinientes**

La variable interviniente es la radiación solar, ya que el cambio de temperatura del aire en la salida del sistema depende en gran parte de la radiación solar disponible y de la cantidad que se absorba de la misma. La Tabla 2 ilustra la operacionalización de las variables.

**Tabla 2. Operacionalización de las variables**

<b>TIPO DE VARIABLE</b>	<b>VARIABLE</b>	<b>DEFINICIÓN</b>	<b>INDICADOR</b>
Interviniente	Radiación solar incidente	Energía emitida por el sol por unidad de área.	W/m <sup>2</sup>
Dependiente	Temperatura del aire en la salida del sistema	Es una magnitud escalar relacionada con la energía interna de un sistema termodinámico	K
Independiente	Flujo de aire en la entrada del sistema	Volumen de fluido que pasa por una superficie dada en un tiempo determinado	m <sup>3</sup> /s

**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

### **3.4 PROCEDIMIENTO**

#### **3.4.1 Determinación de la cantidad de radiación solar disponible en Cartagena**

El tipo de sensores fotovoltaicos que se usaron para medir la radiación solar disponible en Cartagena fueron un par de radiómetros, PCE-SPM1 de PCE Instrument, del tipo piranómetro o también llamados solarímetro o actinómetro, instrumento que mide la radiación semiesférica directa y difusa (global) sobre una superficie horizontal en un ángulo de 180 grados. En este tipo de mediciones la variación de la temperatura puede verse afectada por el viento, la lluvia y las pérdidas térmicas de radiación al ambiente. Los sensores se ubicarán sobre unos soportes de 1 metro de altura que además de servir de base al sensor evita el efecto que pueda tener el reflejo de radiación solar por parte de las láminas del tejado en la medición de los sensores.

### **3.4.2 Ubicación de los sensores**

Los sensores se ubicaron en puntos estratégicos de la ciudad de Cartagena, departamento de Bolívar, dichos puntos son las sedes San Agustín (centro) y Piedra de Bolívar (Este) de la Universidad de Cartagena, lo que permitió cuantificar la energía y descartar la presencia de microclimas.

### **3.4.3 Mediciones**

Los sensores fotovoltaicos instalados recolectaron información de radiación solar ( $W/m^2$ ) cada hora durante un periodo de dos meses (Julio y Septiembre 2012). Los datos fueron descargados diariamente debido a la limitada capacidad de almacenamiento del sensor. La información recolectada por los sensores fue complementada con información adicional proporcionada por el Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios ambientales (IDEAM) y los reportes del Ministerio Colombiano de Minas y Energía con lo cual se estableció un pronóstico de la cantidad de radiación solar disponible durante el año teniendo en cuenta el atlas de radiación solar en Colombia y la incidencia de las temporadas de lluvias.

### **3.4.4. Selección del colector de energía solar**

El colector solar seleccionado fue el de tipo cilindro parabólico, por ciertas ventajas técnicas que tiene con respecto a otros tipos de colector, además de que es el más utilizado para fines de generación de energía térmica. Algunas de sus ventajas son [8]:

1. El fluido de trabajo llega a temperaturas mayores en un colector concentrador, tomando la misma superficie de colector en ambos. Esto significa que se puede lograr una mayor eficiencia termodinámica.
2. Debido a que siempre están apuntando al sol, son el sistema de concentración solar más eficiente.
3. Tienen concentraciones entre 600-2000 °C.

4. El colector como modulo se puede ocupar de manera independiente o ser parte de un campo de colectores.

Teniendo en cuenta que el tipo de colector que se utilizó en el sistema de Concentración de Energía Solar (CES) es el de tipo cilindro parabólico, se procedió a cuantificar la cantidad de radiación solar necesaria para incrementar la temperatura del líquido de transferencia de calor que se utilizará durante el proceso de secado industrial del propionato de calcio. Este líquido de transferencia de calor es un aceite industrial de alta viscosidad el cual absorberá la energía solar concentrada en los colectores solares para luego transferirla en forma de calor a una corriente de aire que entrará en contacto con el propionato de calcio en los secadores de Spray.

Partiendo de los datos colectados en las mediciones de campo acerca de la cantidad de radiación solar disponible, se estimaron los promedios diarios de radiación, los cuales junto a las características del colector solar seleccionado permitieron calcular la cantidad de energía solar que debe absorberse para incrementar la temperatura del líquido de transferencia de calor hasta un rango de 300 a 350 °C.

Se desarrollará un modelo termodinámico a partir de los datos colectados el cual nos permitirá cuantificar la cantidad de energía solar disponible para la transferencia de calor teniendo en cuentas ciertos aspectos como: Angulo de incidencia de los rayos del sol sobre el colector, material y área del colector solar.

#### **3.4.5 Diseño de la unidad de transferencia de calor**

La transferencia de calor entre el aceite que viene del sistema CES y el aire se lleva a cabo en un intercambiador de calor del tipo tubo/coraza. Para el diseño de esta unidad, se realizaron balances de materia y energía para predecir la cantidad de calor transferida para aumentar la temperatura del aire que entrará en contacto

con el propionato de calcio en los secadores de Spray. Los parámetros del diseño son:

- Área del intercambiador
- Caudal del fluido de transferencia de calor a pasar por los tubos
- Temperatura del aire de salida del intercambiador (corriente de aire que se alimenta al secador de Spray)
- Diferencial de temperaturas para el fluido caliente
- Numero de tubos y numero de pasos del fluido por los tubos

Este tipo de intercambiador de calor de tubo/coraza fue el escogido para acoplar al prototipo de concentración solar que se pretende diseñar, porque además de ser el que tiene mayor disponibilidad comercial, es un equipo que cuenta con la ventaja de ser compacto, soporta altas presiones, de fácil mantenimiento, puede manejar fluidos gaseosos o líquidos y según las leyes heurísticas es el tipo de intercambiador que se utiliza cuando los fluidos a tratar son aceite/agua o aire por ejemplo para enfriar aceite en sistemas de lubricación o hidráulicos y transformadores eléctricos [24].

#### **3.4.6 Análisis de la factibilidad económica del proyecto de secado usando energía solar**

Para realizar el estudio de factibilidad económica del proyecto se tendrá en cuenta el método del valor presente neto (V.PN.) y la tasa interna de retorno (T.I.R.) ya que estos son los más utilizados a nivel económico y empresarial a la hora de evaluar proyectos de inversión a largo plazo y la ventaja es que estos si tienen en cuenta el tiempo. Además se calculara el tiempo de retorno de la inversión teniendo en cuenta la vida útil de los colectores y los flujos de dinero durante la operación de la planta.

Inicialmente se presentan los costos de inversión del proyecto, tanto los asociados al campo solar como los correspondientes a los equipos de bombeo, las válvulas,

las tuberías y el intercambiador de calor, sumado a esto los porcentajes asociados a las obras civiles y los imprevistos.

#### **3.4.6.1 VALOR PRESENTE NETO (V.P.N)**

El valor presente neto el procedimiento que permite calcular el valor de un proyecto en el presente teniendo en cuenta un determinado número de flujos de caja futuros productos de una inversión. Para llevar a cabo dicho cálculo se deben actualizar todos los flujos de caja futuros del proyecto al presente, esto se hace con una tasa. Al valor obtenido se le resta la inversión inicial necesaria.

Por ende a grandes rangos lo que se obtiene es el valor del proyecto en el presente, el cual si es menor que cero el proyecto debería ser rechazado y si es mayor a cero el proyecto debe ser aceptado ya que generaría una ganancia. La siguiente ecuación corresponde a la fórmula para el cálculo del VPN.

$$VPN = \sum_{t=1}^n \frac{FCF_t}{(1+k)^t} - I_o \quad Ec. (2)$$

Donde  $FCF_t$  representa los flujos de caja netos futuros en el periodo  $t$ ,  $I_o$  es la inversión inicial,  $k$  es la tasa de interés del proyecto y  $n$  corresponde al número de periodos considerados.

#### **3.4.6.2 TASA INTERNA DE RETORNO (T.I.R)**

La tasa interna de retorno es la tasa de descuento que hace que el valor presente neto del proyecto sea cero. Por lo tanto se calcula por prueba y error en la ecuación dada en el ítem anterior para el VPN, reemplazando el valor de la tasa de descuento hasta que el VPN sea cero, una vez esto suceda la tasa usada corresponderá a la tasa interna de retorno.

Para evaluar el proyecto hay que tener en cuenta que si la TIR es mayor que la tasa de descuento utilizada para el cálculo del VPN el proyecto se debe aceptar,

ya que se estima un rendimiento mayor al mínimo requerido, siempre y cuando los flujos netos de caja futuros sean reinvertidos en el proyecto.

#### **3.4.6.3 PAY BACK o PLAZO DE RECUPERACIÓN**

Este método permite seleccionar un proyecto según el tiempo en el cual se recuperara la inversión inicial realizada mediante los flujos de caja del mismo, aunque no es tan efectivo como los anteriores nos permite conocer que tan riesgoso es la inversión en el proyecto teniendo en cuenta cuanto demorara en recuperar la inversión..

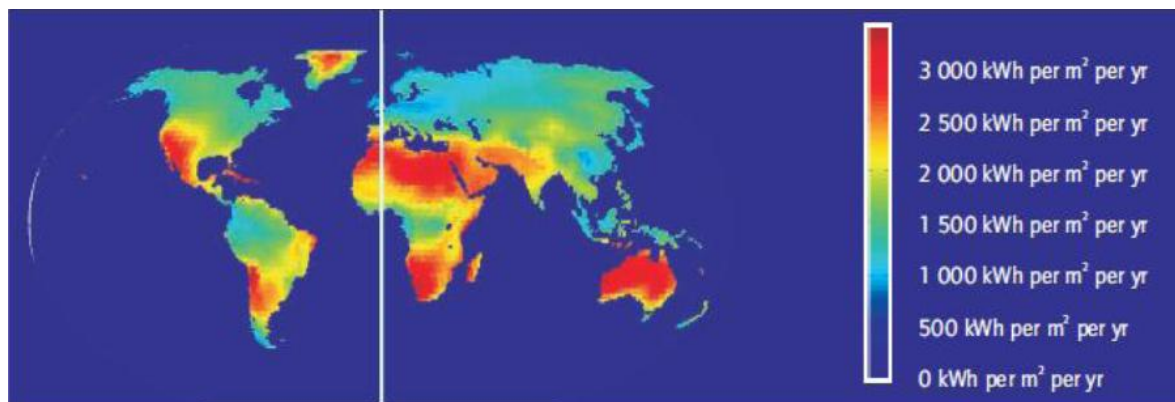
En este método lo que se hace es sumar aritméticamente los flujos positivos netos de caja generados por el proyecto en operación, hasta que la sumatoria de los mismos iguale la inversión más los gastos, obviamente el tiempo empleado en igualarse los gastos con los ingresos es el tiempo o plazo de recuperación.

## 4. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

### 4.1 DETERMINACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR DISPONIBLE EN CARTAGENA

En éste proyecto se plantea el diseño conceptual para la construcción de un sistema de secado industrial que utiliza la radiación solar para calentar el aire que va a ser suministrado a secadores tipo spray usados en la elaboración del propionato de calcio. La implementación de éste tipo de sistema de concentración de energía solar en una ciudad como Cartagena puede ser ventajoso para el sector industrial ya que por su ubicación geográfica, la ciudad recibe una gran cantidad de radiación solar al año. De acuerdo al criterio emitido por *Greenpeace* en el 2009 en su estudio “Concentración de Energía Solar Térmica” los lugares ideales para estos propósitos son las regiones que cuenten con una cuota de irradiación solar anual de al menos 2000 kWh/m<sup>2</sup>/año. En el caso de Cartagena ésta cuota está en el rango de 1500-2000 kWh/m<sup>2</sup>/año como se observa en la Figura 4.

**Figura 4. Radiación solar anual en el mundo.**



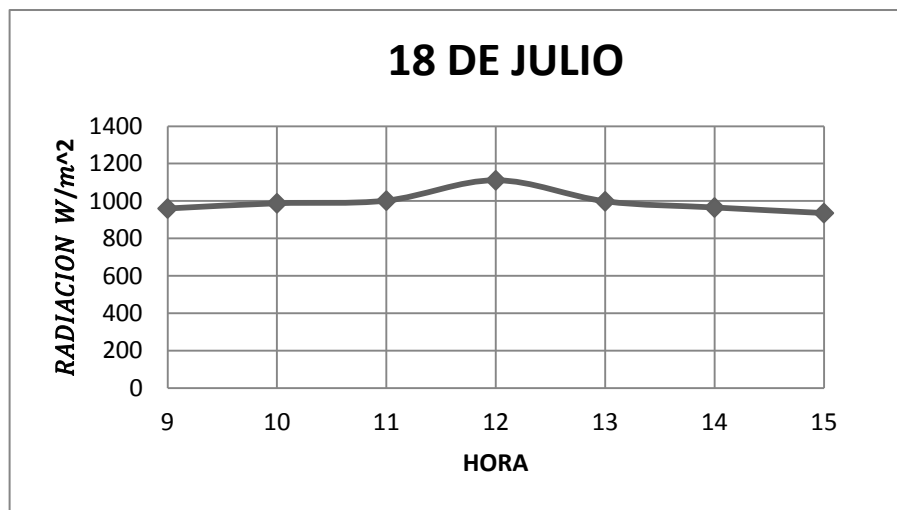
**Fuente: International Energy Agency, 2010.**

Para determinar la radiación solar directa en la ciudad de Cartagena, se realizaron mediciones de campo durante un periodo de dos meses y se compararon con los



datos reportados por los organismos meteorológicos y ambientales tales como el IDEAM y la NASA. Estas mediciones se llevaron a cabo en la Universidad de Cartagena en las sedes San Agustín y Piedra de Bolívar, para lo cual se ubicaron radiómetros en las azoteas de ambas sedes y se realizaron las lecturas de manera simultánea. La Figura 5 muestra la medición de radiación solar directa obtenida en un día típico soleado, a partir de la cual se observa que el período donde se presenta una cantidad significativa de radiación útil para la presente aplicación es el comprendido entre las 9 am y las 3 pm, siendo el período de mayor intensidad el comprendido entre las 11 am y la 1 pm.

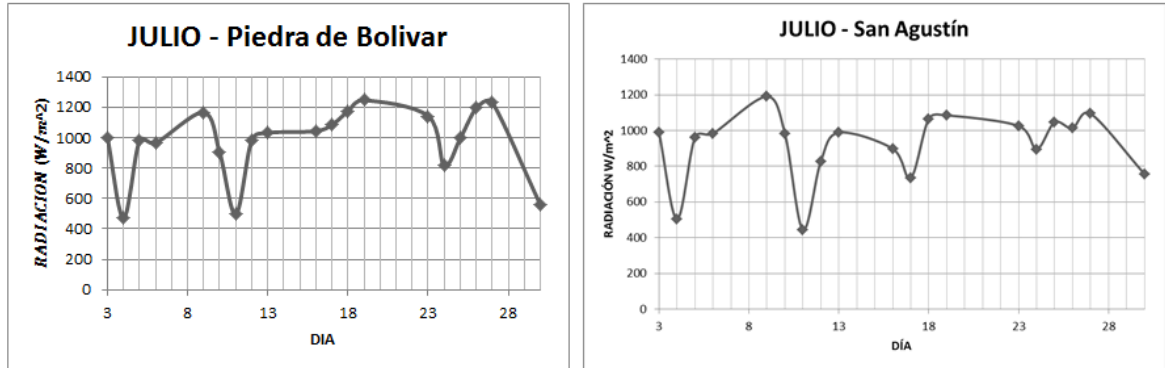
**Figura 5. Medición de radiación directa en un día típico soleado**



**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

En la Figura 6 se muestra la medición de radiación solar directa obtenida durante todo el mes de Julio del 2012, donde se puede observar la similitud del comportamiento de las gráficas para las dos sedes donde se llevaron a cabo las mediciones, lo cual permite descartar la presencia de microclimas en la ciudad de Cartagena, por lo que los datos obtenidos por los organismos meteorológicos pueden ser utilizados para cualquier ubicación en la ciudad.

**Figura 6. Mediciones de radiación solar - Mes de Julio de 2012**



**Fuente: Elaborada en la presente investigación.**

Para la presente investigación se consultaron datos de radiación solar consignados en el Atlas de Radiación Solar (IDEAM, 2005) en el cual se muestra una serie de mapas de radiación solar de cada uno de los meses del año y un promedio anual, de igual forma se presentan mapas de horas de brillo solar lo cual nos indica el número de horas de sol que son realmente aprovechables. Cabe resaltar que en la ciudad no existen estaciones meteorológicas donde se mida la radiación solar y que los datos presentados en los mapas para la ciudad corresponden a aproximaciones estadísticas obtenidas a partir de los datos de las estaciones más cercanas y correlaciones entre otros parámetros que si son cuantificados en la zona como la temperatura y la humedad relativa y la radiación.

Por otro lado se obtuvo información de la base de datos del programa *Surface meteorology and Solar Energy* el cual es desarrollado por la NASA, en dicha base de datos se introducen los datos de longitud y latitud del lugar de interés y se obtiene datos solares y atmosféricos los cuales corresponden a los promedios de las mediciones llevadas a cabo por los satélites de la NASA durante 22 años para cualquier lugar de la tierra. Esta fuente puede ser consultada en la siguiente página web: <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>

Para la ciudad de Cartagena la ubicación geográfica está dada por las siguientes coordenadas: 10° 25' Latitud Norte y 75° 32' Longitud Oeste (10.4°, -75.5° en

notación decimal) [35]. En la Tabla 3 se muestra el resultado arrojado por la página de la NASA al introducir los valores de la ubicación de Cartagena. De igual forma en la Tabla 4 se observan los datos extraídos de los mapas del Atlas de Radiación Solar del IDEAM.

**Tabla 3. Promedios diarios por mes de radiación solar - NASA**

Promedio diario por mes de Radiación Solar Directa (KWh/m <sup>2</sup> )												
Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.	Anual
7,91	7,30	6,72	5,77	5,03	5,23	5,47	5,33	4,51	4,40	5,38	6,64	5,80

**Fuente:** <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>

**Tabla 4. Promedio diario por mes de radiación solar - IDEAM**

Promedio diario por mes de Radiación Solar Directa (KWh/m <sup>2</sup> )												
Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.	Anual
6,0	6,0	5,7	5,7	5,0	5,2	5,9	5,4	5,0	4,7	4,8	5,0	5,5

**Fuente:** Atlas de Radiación Solar (IDEAM,2005)

En los cuadros se puede observar que las unidades de la irradiación están dadas en KWh/m<sup>2</sup> pero para la presente aplicación se quiere que las unidades W/m<sup>2</sup> que corresponden a las unidades de radiación directa instantánea. Para conseguir éste objetivo se debe dividir el dato de radiación de los cuadros por el número de horas de brillo solar que encontramos en el Atlas de Radiación. Para esto utilizaremos solo los datos de la NASA ya que al ser resultados de mediciones constantes durante 22 años resultan más confiables que los suministrados por el IDEAM los cuales corresponden a mediciones del año 2005 y además son resultado de correlaciones de datos de temperatura y humedad relativa, al no contar con estaciones que realicen la medición de radiación de forma directa en la ciudad. El resultado de dividir los datos de la Tabla 3 entre el número de horas de brillo solar

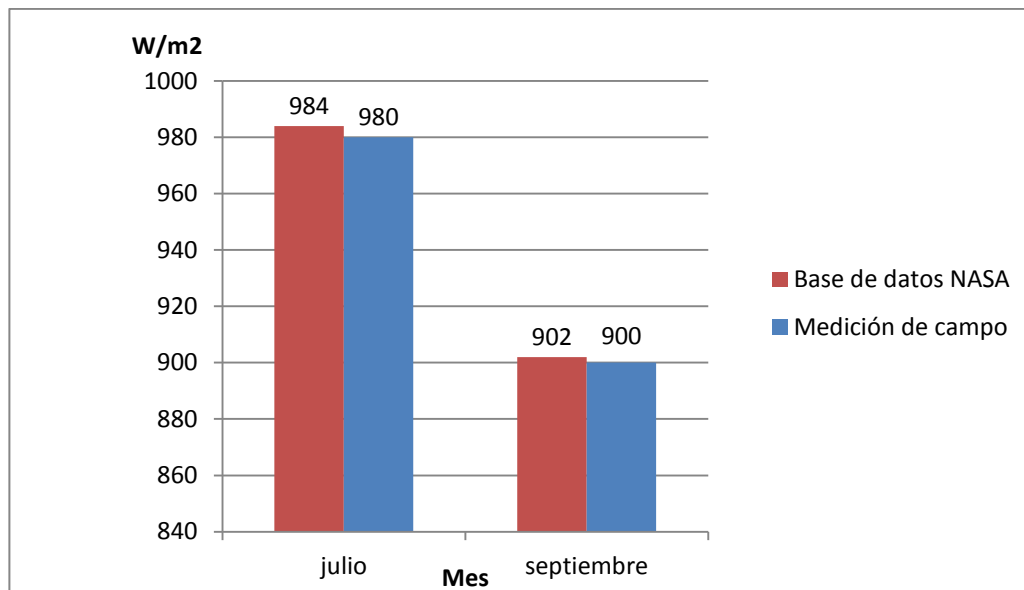
se muestra en la Tabla 5. En las mediciones de campo realizadas en las sedes de la Universidad de Cartagena en los meses de Julio y Septiembre (ver anexo C) se obtuvieron unos valores promedios de  $980 \text{ W/m}^2$  y  $900,4 \text{ W/m}^2$  respectivamente, lo cual arroja un error de 0,3% y 0,1% para cada uno de los meses lo que nos permite validar los datos suministrados por la NASA esto se evidencia en la Figura 7.

**Tabla 5. Radiación solar promedio en Cartagena - Promedio Mensual**

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ag.	Sep	Oct	Nov	Dic	Anual
Horas Brillo Solar	7	7	7	6	6	6	6	6	5	5	6	7	6
DNI ( $\text{W/m}^2$ )	1130	1043	960	962	838	872	984	888	902	880	897	949	967

Fuente: Elaborada en la presente investigación.

**Figura 7. Comparación entre las mediciones de campo y datos NASA**



Fuente: Elaborada en la presente investigación

## 4.2 MODELADO DE LA CAPACIDAD DE ABSORCIÓN DE RADIACIÓN SOLAR DEL COLECTOR TIPO CILINDRO PARABÓLICO

### 4.2.1 Balance de energía en un colector cilindro parabólico

El objetivo de esta parte del trabajo es desarrollar un modelo termodinámico de un colector solar cilindro parabólico. De tal forma que se pueda predecir los flujos de energía y el calor útil generado en el proceso de concentración de energía solar. Inicialmente se examinarán las particularidades de la fuente de energía primaria, en este caso la energía solar. A continuación se estudiarán las pérdidas energéticas que tiene lugar en el colector, mediante las propiedades ópticas del mismo y un balance de energía en el colector y el tubo absorbedor utilizando las ecuaciones de los mecanismos de transferencia de calor. Lo anterior con el fin de conocer el calor útil que se transfiere al fluido y del mismo modo la temperatura a la que el fluido de transferencia de calor abandona el concentrador.

Debido a que el sistema concentra la energía solar, la componente de esta energía que se utiliza es la radiación solar directa [ $W/m^2$ ] (DNI, *Direct Normal Irradiance*) la cual estará representada por la letra  $G$ , ya que es la única que no ha sufrido fenómenos de dispersión y cambio de dirección por los diversos agentes atmosféricos. La potencia solar disponible del proceso de concentración en el colector está dada por el producto de la radiación directa, por el área de apertura del colector.

$$Q_{sol} = G * A_{apert} [W] \quad Ec.(3)$$

Aunque la anterior formula indica la potencia solar disponible del proceso de concentración, no toda esa cantidad de energía es aprovechada por el fluido de transferencia de calor, una fracción de ésta se pierde debido a que la concentración no es ideal y se ve afectada por varios aspectos inherentes al colector y a las condiciones externas y de operación.

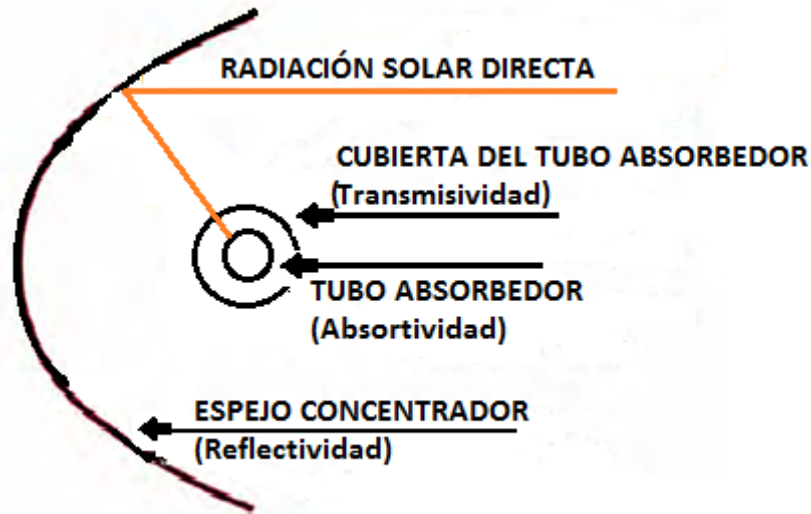
**a) Pérdidas ópticas:**

Las pérdidas ópticas hacen referencia a las características físicas del material por el que está fabricado el colector, el tubo absorbedor y la cubierta de vidrio que lo rodea. Estas provocan que solo una parte la energía que golpea al colector alcance el fluido que circula por el tubo absorbedor. En primer lugar cuando la radiación solar directa golpea al colector una parte de esta será reflejada y la otra parte será absorbida y transmitida por el mismo, es aquí donde se define un parámetro que cuantifica la cantidad de radiación que es reflejada y redirigida hacia el plano focal donde se ubica el tubo absorbedor, a éste parámetro se le conoce como reflectividad ( $\rho$ ) [15].

Luego la parte de la radiación que es reflejada proveniente del colector golpea a la cubierta de vidrio que rodea al tubo absorbedor por el cual fluye el líquido de transferencia de calor, y allí no toda atraviesa el vidrio hacia el tubo absorbedor. La cantidad que atraviesa el vidrio se cuantifica con otro parámetro conocido como la transmisividad ( $\tau$ ). Por último no toda la energía que atraviesa el vidrio protector llega al fluido debido a que el material que recubre al tubo no es un absorbente perfecto, es aquí donde se define un último parámetro óptico llamado absorptividad ( $\alpha$ ). Estos tres parámetros adimensionales al multiplicarlos entre sí definen el rendimiento óptico del colector [15].

$$n_{opt} = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \quad Ec. (4)$$

Figura 8. Parámetros ópticos del colector cilindro parabólico



Fuente: [Fernandez-Garcia, 2002]

El producto de la multiplicación del rendimiento óptico por la potencia solar disponible definida en la ecuación 3, resulta en la potencia térmica solar que incide sobre el tubo absorbedor  $Q_{abs}$ .

$$Q_{abs} = Q_{sol} \cdot n_{\text{ópt}} \quad \text{Ec. (5)}$$

Ahora, no toda esta potencia es aprovechada por el fluido térmico como calor útil, una fracción de ésta es trasferida al ambiente y al cielo equivalente por convección y radiación. Dicha fracción es cuantificada realizando un balance energético en el sistema tubo absorbedor, cubierta de vidrio y ambiente el cual se muestra en las llamadas pérdidas térmicas.

#### b) Pérdidas térmicas

Las pérdidas térmicas en el colector se originan debido a la diferencia entre la temperatura media del fluido en cada sección transversal y la temperatura ambiente, a continuación se enlistan las pérdidas térmicas más importantes [15]:

- Perdidas por radiación de la cubierta de vidrio al cielo abierto.
- Perdidas por convección (libre/forzada) de la cubierta de vidrio al ambiente.
- Perdidas por radiación de la superficie selectiva del tubo metálico a la cubierta de vidrio.
- Perdidas por conducción a través de los soportes metálicos de los tubos.

La agrupación de todas las pérdidas térmicas mencionadas fue calculada analíticamente, utilizando ecuaciones y correlaciones termodinámicas y de mecánica de fluidos que gobiernan la transferencia de calor por conducción, convección y radiación. Inicialmente se realizó un balance de energía, en estado estacionario, en una sección transversal del tubo receptor y a lo largo de la longitud de éste. Para la realización del balance se tuvieron en cuenta las siguientes suposiciones [15]:

- El flujo de calor incidente es uniforme alrededor del perímetro del tubo absorbedor y que la distribución de este flujo de calor dependerá de la geometría del colector, de errores de alineación, errores de seguimiento y de cualquier tipo de desviaciones ópticas.
- El caudal del fluido de trabajo es calentado por igual a lo largo del tubo receptor.
- Los perfiles de temperaturas son uniformes alrededor de la circunferencia de dicho tubo.

Aplicando el principio de conservación de energía en cada una de las paredes, se generaron los balances de energía, donde se observan los flujos de calor que intervienen en el proceso [15]

En la Tabla 6 se puede encontrar la relación de números empleados en los subíndices.



**Tabla 6. Relación de los números empleados en los subíndices**

Subíndice	Referencia
1	Fluido (aceite)
2	Pared interna del tubo absorbedor
3	Pared externa del tubo absorbedor
4	Pared interna de la cubierta de vidrio
5	Pared externa de la cubierta de vidrio
6	Ambiente
7	Cielo equivalente

**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

- Balance de energía en el punto (2), superficie interna del absorbedor

$$Q_{util} = Q_{23cond} \quad Ec.(6)$$

- Balance de energía en el punto (3), considerando despreciable la convección interna entre el tubo de metal y la superficie de vidrio debido a la existencia de vacío entre estas superficies.

$$Q_{3solabs} = Q_{23cond} + Q_{34rad} \quad Ec.(7)$$

- Balance de energía en el punto (4), superficie interna del tubo de vidrio:

$$Q_{45cond} = Q_{34rad} \quad Ec.(8)$$

- Balance de energía en el punto (5), superficie externa del tubo de vidrio:

$$Q_{5solabs} + Q_{45cond} = Q_{56conv} + Q_{57rad} \quad Ec.(9)$$

Se puede despreciar la absorción de la cubierta de vidrio ( $\alpha \approx 0$ ), con lo que

$$Q_{5solabs} \approx 0$$

$$Q_{45cond} = Q_{56conv} + Q_{57rad} \quad Ec.(10)$$

Resolviendo para el calor útil de las ecuaciones (6) y (7).

$$Q_{util} = Q_{3solabs} - Q_{34rad} \quad Ec.(11)$$

Igualando la ecuación (8) y (10):

$$Q_{34rad} = Q_{56conv} + Q_{57rad} \quad Ec.(12)$$

Reemplazando la ecuación (12) en la (11):

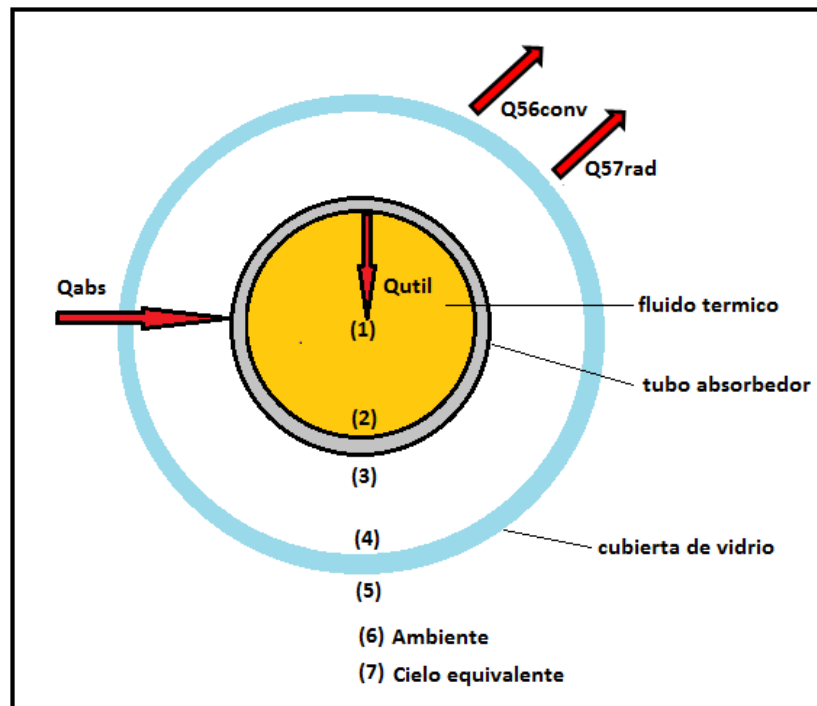
$$Q_{util} = Q_{3solabs} - Q_{56conv} - Q_{57rad} \quad Ec. (13)$$

Renombramos  $Q_{3solabs}$  (la energía solar que incide sobre el tubo absorbedor y que, por tanto, es susceptible de ser aprovechada) como simplemente  $Q_{abs}$  se obtiene:

$$Q_{util} = Q_{abs} - (Q_{56conv} + Q_{57rad}) \quad Ec. (14)$$

La Figura 9 muestra los flujos de calor netos que intervienen en el proceso de calentamiento del aceite térmico.

**Figura 9. Balance de energía en un tubo absorbedor**



**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

### c) Rendimiento global de un colector cilindro parabólico

Como se mencionó anteriormente no toda la potencia solar incidente se convertirá en potencia térmica útil en el fluido, de manera que el proceso exhibirá un determinado rendimiento. En un colector cilindro parabólico, podemos definir tres tipos de rendimiento:

- Rendimiento global  $\eta_{global}$

- Rendimiento óptico  $\eta_{opt}$
- Rendimiento térmico  $\eta_{term}$

Se explica a continuación, con más detalle, cada uno de ellos.

- Rendimiento global: El rendimiento global del colector considera todos los tipos de pérdidas: ópticas, térmicas y se define como el cociente entre la potencia térmica útil y la potencia solar incidente sobre el colector,  $Q_{sol}$ ,

$$\eta_{global} = \frac{Q_{util}}{Q_{sol}} = \frac{Q_{util}}{G * A_{apert}} \quad Ec. (15)$$

- Rendimiento óptico: Este rendimiento es el resultado de considerar, para un ángulo de incidencia nulo, el efecto de la reflectividad de los espejos, la transmisividad de la cubierta de vidrio, la absorptividad del tubo absorbedor.

$$n_{opt} = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \quad Ec. (16)$$

- Rendimiento térmico: Cuantifica todas las pérdidas térmicas que tienen lugar en el colector y depende directamente de la temperatura de trabajo del tubo absorbedor, de modo que sería del 100% para una temperatura del absorbedor igual a la temperatura del cielo.

$$\eta_{term} = \frac{Q_{util}}{Q_{abs}} = \frac{Q_{util}}{Q_{sol} n_{opt}} = \frac{Q_{util}}{G * A_{apert} n_{opt}} \quad Ec. (17)$$

#### 4.2.2 Calculo del caudal de fluido de transferencia y número de colectores totales en el campo de concentración solar

Para calcular el caudal del fluido de transferencia de calor que se utilizó en el sistema, inicialmente se definió el  $\Delta T$  deseado para todo el campo de concentración (el conjunto de todos los colectores), el cual está dado por la diferencia entre la temperatura de salida del aceite del último colector, menos la temperatura de entrada del aceite al primer colector. Se debe verificar que el caudal másico obtenido garantice el régimen de flujo turbulento que permita la

transmisión de calor adecuada. Para esto se calcula la velocidad y el Reynolds por las siguientes ecuaciones.

$$v = \frac{\dot{m}_{fluido}}{\rho_{fluido} \cdot \pi \cdot (D_{tubo\ abs}/2)^2} \quad Ec. (18)$$

$$Re = \frac{v \cdot D_{tubo\ abs} \cdot \rho_{fluido}}{\mu_{fluido}} \quad Ec. (19)$$

Donde  $v$  es la velocidad de flujo,  $D_{tubo\ abs}$  es el diámetro interno del tubo absorbedor,  $\rho_{fluido}$  y  $\mu_{fluido}$  son la densidad y la viscosidad del fluido respectivamente, evaluados a la temperatura media del campo solar. Ante la necesidad de garantizar que el caudal másico se encuentre en el régimen de flujo turbulento, se establece un valor mínimo para el número de Reynolds de  $1 \times 10^5$  [26].

Teniendo en cuenta la anterior condición el cálculo del caudal másico se realiza a partir de un razonamiento inductivo, una vez establecido el valor mínimo para el número de Reynolds, de la ecuación (19) se despeja  $v$  que es la velocidad mínima a la que debe viajar el aceite dentro del tubo absorbedor.

$$v = \frac{Re \mu_{aceite}}{D_{tubo\ abs} \cdot \rho_{aceite}} \quad Ec. (20)$$

Conociendo todos los parámetros precedentes, se obtiene el caudal másico a través de la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_{aceite} = v \cdot \rho_{fluido} \cdot \pi \cdot (D_{tubo\ abs}/2)^2 \quad Ec. (21)$$

A continuación se calcula el número de colectores necesarios para obtener el aumento de temperatura deseado. Inicialmente se debe conocer el aumento neto de temperatura por cada colector, teniendo en cuenta el balance energético en cada uno de los mismos.

$$Q_{util} = \dot{m}_{fluido} C_p (T_{out,colector} - T_{in,colector}) \quad Ec. (22)$$

Es importante resaltar que el calor utilizado en éste cálculo es el calor útil para los colectores ( $Q_{util}$ ) que resulta de cuantificar todas las perdidas ópticas y térmicas tratadas anteriormente.

Definiendo la temperatura de entrada al primer colector  $T_{in,colector}$ , se obtiene la temperatura de salida del mismo a partir de:

$$T_{out,colector} = \frac{Q_{util}}{\dot{m}_{fluido} C_p} + T_{in,colector} \quad Ec. (23)$$

Finalmente el aumento de temperatura por colector, de ahora en adelante  $\Delta T_{colector}$  está dado por:

$$\Delta T_{colector} = T_{out,colector} - T_{in,colector} \quad Ec. (24)$$

Con el aumento de temperatura para cada colector, se obtiene el número de colectores necesarios en el campo de concentración completo.

$$N. de colectores = \frac{\Delta T_{campo}}{\Delta T_{colector}} \quad Ec. (25)$$

Antes de presentar los resultados de la simulación que nos permitió realizar el modelado del colector solar, es importante realizar una descripción de las propiedades del colector solar cilindro parabólico escogido, que es el *Eurotrough II con un tubo absorbedor SCHOTT PTR®70*.

#### **a) Colector solar cilindro parabólico**

El colector solar Eurotrough II tiene una longitud de 50 metros, se compone de un grupo de 4 módulos, cada uno ocupa una longitud de 12 metros.

Cada módulo acoge 3 tubos absorbedores y hasta 28 espejos parabólicos (4 transversalmente por 7 longitudinalmente). La parábola presenta un ancho de apertura de 5,77 m [15]. Vale la pena resaltar que cada módulo posee una cimentación independiente por lo que pueden ser separados a voluntad.

### **b) Reflector cilindro parabólico**

Este es un integrante primordial del concentrador puesto que este refleja y a su vez concentra sobre el tubo receptor la radiación solar directa que incide sobre su superficie. Son espejos curvados en una de sus dimensiones con forma de parábola, que concentra sobre su línea focal toda la radiación solar que atraviesa su plano de apertura. Para llevar a cabo la reflexión, se utilizan películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le da suficiente rigidez. Estos medios soportes pueden ser chapa metálica, plástico o cristal. Los espejos del Eurotrough II cuentan con una reflectividad del 92%.

### **c) Tubo absorbedor o receptor**

El tubo absorbedor en realidad son dos tubos concéntricos, un tubo interior metálico, por el cual circula el aceite (EssoTherm), que se calienta y un tubo exterior de cristal. El tubo de cristal que rodea al tubo interior metálico tiene la doble misión de reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo metálico y de proteger de las inclemencias meteorológicas su recubrimiento selectivo. Para ello, entre el tubo metálico y el tubo de vidrio se hace el vacío

El tubo interior metálico tiene un recubrimiento selectivo, el cual se puede considerar como una trampa energética puesto que captan mucha energía, aproximadamente un 95% de la radiación solar incidente, y la transforman en calor. Evita las pérdidas de calor gracias a una emisión térmica extremadamente reducida, inferior al 30%, en el rango infrarrojo. Una vez que se ha convertido en calor, la energía queda atrapada en el absorbedor. Los diámetros exteriores del tubo absorbedor y de la cubierta de vidrio son 65 y 120 mm., respectivamente [15].

### **d) Sistema de seguimiento solar**

Como su nombre lo indica, este sistema se utiliza con el fin de poder concentrar la radiación solar sobre el tubo absorbedor durante el mayor tiempo posible, los

concentradores deben seguir al sol durante el día por tal razón van abastecidos con este sistema. El sistema de seguimiento más común consiste en un dispositivo que gira los reflectores cilindro parabólicos del colector alrededor de un eje. Con este sistema se maximiza el tiempo de exposición a la radiación solar directa de la superficie captadora.

En los anexos del presente se encuentran las tablas resumidas con las especificaciones técnicas del Eurotrough II y del tubo absorbedor SCHOTT PTR®70.

#### **e) Resultados de la simulación**

Para poder llevar a cabo las simulaciones, es necesario definir un punto de diseño o condiciones nominales de proceso, en base a estas se realizaron las simulaciones, si bien es claro que los sistemas que trabajan en base a energía solar presentan una cierta limitación, puesto que su fuente de energía es la radiación solar, la cual es una fuente de energía impredecible y aleatoria. He aquí la importancia y la razón de un punto de diseño, en otras palabras con estas condiciones se busca plantear un caso base, donde se especifica una situación determinada, un recurso solar asociado, un tipo de colector y unas condiciones ambientales y de proceso para calcular el área de captación que garantice la demanda térmica del proceso para el que se requiere.

En la Tabla 7 se presentan los parámetros más importantes en el punto de diseño de éste proyecto, para un día en condiciones normales del mes de Abril de 2012 en Cartagena de Indias, éste punto de diseño se escogió pensando en que dicho mes corresponde a uno de los que presenta el promedio de radiación más desfavorable y garantizará un mejor rendimiento para periodos de mayor radiación.

**Tabla 7. Parámetros en el punto de diseño**

Punto de diseño					
Variables ambientales		Variables fluido térmico		Variables colector cilindro parabólico	
Radiación solar directa [ $W/m^2$ ]	967	Temperatura de entrada del aceite [ $^{\circ}C$ ]	180	Factor de limpieza	0.95
Longitud [ $^{\circ}$ ]	15.5 <i>W</i>	Temperatura de salida del aceite [ $^{\circ}C$ ]	250	Factor de sombras	1
Latitud [ $^{\circ}$ ]	10.4 <i>N</i>	$\Delta T (T_e - T_s)$ [ $^{\circ}C$ ]	70	-	
Temp. ambiente [ $^{\circ}C$ ]	30	-		-	

**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

Utilizando las ecuaciones más importantes del modelado termodinámico del colector cilindro parabólico, presentadas en la sección 4.2, se elaboró una hoja de cálculo en Excel que se muestra en la Figura 10.



Figura 10. Modelado termodinámico de un colector solar cilindro parabólico

MODELADO TERMODINAMICO DE UN COLECTOR SOLAR CILINDRO PARABOLICO					
Radiación solar directa (DNI)	966,7	W/m <sup>2</sup>	PROPIEDADES DEL COLECTOR		
PARAMETROS OPTICOS Y TERMICOS			Area de Apertura	68,125	m <sup>2</sup>
Reflectividad del espejo ( $\rho$ )	0,92		Diametro exterior del tubo	0,07	m
Transmisividad del tubo de vidrio ( $\tau$ )	0,96		Diametro interior del tubo	0,065	m
Absortividad del tubo absorbedor ( $\alpha$ )	0,95		PROPIEDADES DEL FLUIDO TERMICO		
Rendimiento optico	0		Cp ( a la T media)	2,56504	KJ/Kg K
Rendimiento Termico	0,9267		Densidad ( a la T media)	735,74007	Kg/m <sup>3</sup>
DATOS DEL CAMPO SOLAR			Viscosidad (a la T media)	1,69E-03	Pa s
T de entrada al primer colector	180	°C	RESULTADOS PARA EL CAMPO SOLAR		
T de salida del ultimo colector	250	°C	VELOCIDADES Y VOLUMENES DE FLUJO DE ACEITE		
Q sol	65,856438	KW	Velocidad	3,53385676	m/s
Q abs	55,256185	KW	Flujo masico	1,378377	Kg/s
Q util	51,205907	KW	Flujo Volumetrico	0,00187346	m <sup>3</sup> /s
Rendimiento Global	0,7775384		NOTA: El calculo de las velocidades y el flujo masico se hace para un valor de número de Reynolds de $1 \cdot 10^5$ el cual garantiza un regimen de flujo turbulento, necesario para una buena transferencia de calor		
$\Delta T$ por colector	14,482979	°C			
Numero de colectores necesarios	4,8332598				

Fuente: Elaborada en la presente investigación

En esta hoja de cálculo, las celdas grisáceas corresponden a las variables de entrada y las celdas amarillas a las variables de salida.

Como se puede observar en la Figura 9, en las secciones *parámetros ópticos y térmicos*, *propiedades del colector* son datos exhibidos en el Anexo A.

Las *propiedades del fluido térmico* se encuentran en el Anexo D. El resto de datos a ingresar se muestran en la Tabla 7.

En las celdas amarillas se encuentran los resultados, los cuales también se presentan de manera resumida en la Tabla 8; *velocidades y volúmenes de flujo de aceite* las ecuaciones y procedimientos utilizados están descritos con detalles en la sección 4.2.2 del modelo termodinámico propuesto.

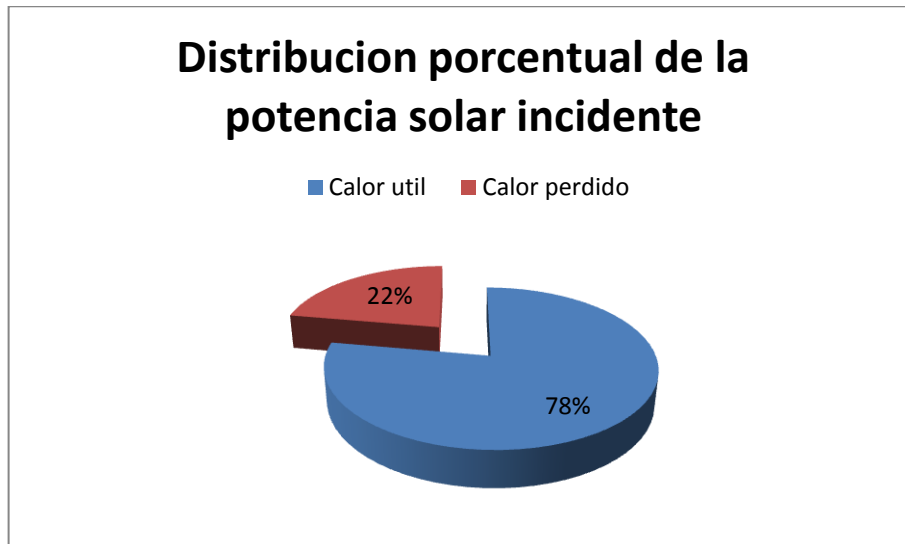
**Tabla 8. Resultados de la simulación en el punto de diseño**

<b>Resultados de la simulación</b>	
Potencia solar incidente [KW]	65.85
Calor absorbido [KW]	55.25
Calor útil [KW]	51.20
Flujo másico de aceite [Kg/s]	1.37
$\Delta T$ por modulo [°C]	14.49
<b>Numero de módulos necesarios</b>	5
<b>Numero de colectores</b>	1
<b>Rendimiento global %</b>	77.7
<b>Área necesaria [m<sup>2</sup>]</b>	340.625

**Fuente:** Elaborada en la presente investigación

En la Figura 11 se presenta la distribución porcentual de la potencia solar incidente utilizando un colector solar cilindro parabólico más específicamente el *Eurotrough II*, esta distribución depende principalmente de las características del colector y del rendimiento térmico y global que éste alcance.

**Figura 11. Distribución porcentual de la potencia solar incidente**



**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

Como se mencionó en resultados anteriores, Cartagena de Indias cuenta con un promedio de radiación solar que se puede calificar como muy bueno y apropiado, con base en los resultados obtenidos en éste capítulo del proyecto, es posible asegurar que el diseño del sistema es factible termodinámicamente, puesto que como se evidencia antes, con un DNI promedio de  $966.7 \text{ W/m}^2$  se requieren 5 módulos del *Eurotrough II* para un aumento de temperatura en el aceite de  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ . Haciendo una comparación con resultados encontrados en la literatura, para aumentos de temperaturas similares a los requeridos en el presente trabajo y con el mismo colector, el número de módulos alcanzaría los 8 con un DNI de  $850 \text{ W/m}^2$ , es decir, 2 colectores completo del *Eurotrough II*, lo que implicaría mayor costos en inversión y mayor área para el campo solar, etc [20].

### **4.3 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA**

#### **4.3.1 Ecuaciones de diseño de un intercambiador de tubo y coraza**

Para proceder con el diseño de un intercambiador de tubo y coraza se deben conocer inicialmente las propiedades física y termodinámicas de la corriente fría y caliente, tales como la temperatura de entrada y salida ( $^\circ\text{F}$ ), densidad ( $\text{lb/ft}^3$ ), calor

especifico (BTU/lb °F), conductividad térmica (BTU/ h ft °F) y la viscosidad (lb/ft h). Para comenzar, se procede con el cálculo de la media logarítmica de temperaturas (MLDT) la cual está dada por la ecuación (26), donde las T y t corresponden a las temperaturas del fluido caliente y frío respectivamente, y los subíndices 1 y 2 hacen referencia a la entrada y la salida de ambos fluidos.

$$MLDT = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \frac{(T_2 - t_1)}{T_1 - t_2}} \quad Ec. (26)$$

El valor obtenido con la ecuación de la MLDT debe ser corregido a partir de un factor de corrección F, dicho factor de corrección es función de dos parámetros definidos como P y R y que están dados por:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad Ec. (27)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad Ec. (28)$$

Al obtener el valor de F de la Figura 28 del apéndice del libro de transferencia de calor de Donald Kern [22], se corrige la MLDT al multiplicar el valor calculado por la ecuación (26) y por el factor de corrección F.

$$MLDT_{corregida} = MLDT * F \quad Ec. (29)$$

A continuación se calcula la cantidad de calor intercambiado y el caudal másico del fluido que fluye por los tubos a partir de las ecuaciones (31) y (32).

$$Q = W_t \cdot C_{pt} \cdot (T_1 - T_2) \quad Ec. (30)$$

$$W_s = \frac{Q}{C_{ps} \cdot (t_2 - t_1)} \quad Ec. (31)$$

Ahora, se procede a estimar el coeficiente de transferencia de calor de servicio  $Ud_{supuesto}$ , es importante identificar el tipo de fluido que intervienen en el sistema y

su distribución dentro del intercambiador. Con el valor del coeficiente de servicio se calcula el área de transferencia aproximada con la siguiente ecuación.

$$A_{sup} = \frac{Q}{U_{sup} \cdot MLDT_{corregida}} \quad Ec. (32)$$

Usando el área aproximada se calcula el número de tubos aproximado, para proceder con dicho cálculo se deben conocer las características de la tubería a utilizar, las cuales en este caso tiene un diámetro exterior de  $\frac{3}{4}$  de pulgada, una longitud efectiva de 8 ft.

$$Nt_{aprox} = \frac{A_{sup}}{Al_o \cdot L_{ef}} \quad Ec. (33)$$

En este momento es importante definir la distribución espacial del intercambiador, tales como el número de pasos por los tubos, el arreglo de los mismos y el espaciado entre los centros de tubos (*pitch*). El número de tubos calculado con la ecuación (33) debe ser corregido según la distribución real de tubos. Con en el nuevo número de tubos permite calcular el área de transferencia real de la unidad seleccionada a partir de la siguiente ecuación.

$$A_r = N_t \cdot Al_o \cdot L_{ef} \quad Ec. (34)$$

#### **a) Cálculo coeficiente de película lado de los tubos**

Para esta etapa del diseño se debe conocer el flujo másico por área y el número de Reynolds los cuales están dados por las siguientes ecuaciones.

$$G_t = \frac{W_t \cdot n_{pasos}}{N_t \cdot Sf_t} \quad Ec. (35)$$

$$Re_t = \frac{G_t \cdot d_i}{\mu_t} \quad Ec. (36)$$

Con el valor reportado con el número de Reynolds se usa la figura 24 del apéndice del libro del Kern [22] para obtener el parámetro Jh el cual se usa en la siguiente ecuación, de la cual se despeja el coeficiente de película.

$$Jh = \frac{h_i \cdot d_i}{k_t} \cdot \left( \frac{Cp_t \mu_t}{k_t} \right)^{-1/3} \quad Ec. (37)$$

Despejando para el coeficiente de película  $h_i$ , se tiene que:

$$h_i = \frac{Jh \cdot k_t}{d_i} \cdot \left( \frac{Cp_t \mu_t}{k_t} \right)^{1/3} \quad Ec. (38)$$

### b) Calculo coeficiente de película lado coraza

Se debe fijar el espaciado entre deflectores  $B$ , el cual según la heurística debe estar entre  $1/5 IDS \leq B \leq IDS$ , donde  $IDS$  es el diámetro interno de la coraza. El área de flujo por la coraza está dada por:

$$Sf_s = \frac{IDS \cdot (P - d_o) \cdot B}{144 \cdot P} \quad Ec. (39)$$

Donde  $p$  y  $d_o$  son el espaciado entre los centros de tubos y el diámetro externo de los tubos en pulgadas respectivamente. Seguido de esto se calcula el flujo másico por área y el diámetro equivalente, los cuales se utilizan en el cálculo del número de Reynolds por la coraza. Las ecuaciones para desarrollar esos términos se muestran a continuación:

$$G_s = \frac{W_s}{Sf_s} \quad Ec. (40)$$

$$d_{eq} = 4 \cdot \frac{0,86 \cdot P^2}{\pi \cdot d_o} - d_o \quad Ec. (41)$$

$$Re_s = \frac{D_{eq} \cdot G_s}{\mu_s} \quad Ec. (42)$$

Es importante destacar que  $D_{eq}$  es el diámetro equivalente en pies, el cual se obtiene de dividir el diámetro equivalente calculado en la ecuación (41) entre 12.

De igual modo que con los tubos se usa la figura 28 del apéndice del Kern [22] para conocer el  $Jh$  y posteriormente calcular el coeficiente de película por la coraza.

$$J_H = \frac{h_o \cdot D_{eq}}{k_s} \cdot \left( \frac{Cp_s \mu_s}{k_s} \right)^{-1/3} \quad Ec. (43)$$

$$h_o = \frac{J_H \cdot k_s}{D_{eq}} \cdot \left( \frac{Cp_s \mu_s}{k_s} \right)^{1/3} \quad Ec. (44)$$

Los coeficientes de película tanto de tubos como de coraza deben ser corregidos teniendo en cuenta el cambio de la viscosidad de los fluidos por la temperatura. Primero se debe conocer la temperatura de la pared de los tubos, la cual está dada por las siguientes ecuaciones.

$$T_w = T - \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T - t) \quad Ec. (45)$$

$$T_w = t - \frac{h_o}{h_i + h_o} (T - t) \quad Ec. (46)$$

La primera de las ecuaciones se usa para cuando el fluido caliente fluye por los tubos y la segunda para cuando lo hace por la coraza. Donde  $T$  es la temperatura media del fluido caliente y  $t$  la del fluido frío,  $h_i$  y  $h_o$  son los coeficientes de película interior y exterior respectivamente. Para corregir los coeficientes se multiplican por el parámetro  $\phi$  el cual relaciona las viscosidades a la temperatura de los fluidos y de la pared de los tubos.

$$\phi = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad Ec. (47)$$

### c) Caída de presión en los tubos

La caída de presión por el flujo en el lado recto de la tubería, correspondiente a la longitud nominal está dada por:

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D \cdot \phi_t} \quad Ec. (48)$$

Además de la pérdida de carga en la parte recta de los tubos (longitud efectiva), se debe agregar la pérdida debida al cambio en la dirección de flujo. Para esto se usa la figura 27 del apéndice del Kern [22], donde se toman las cabezas de velocidad dadas por la ecuación 49 y el resultado de la ecuación (50) y se reemplazan en la ecuación (51).

$$\frac{V^2}{2g'} \left( \frac{62,5}{144} \right) \quad Ec. (49)$$

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot npasos}{s} \cdot \frac{V^2}{2g'} \left( \frac{62,5}{144} \right) \quad Ec. (50)$$

La pérdida de carga total del lado tubo se obtiene de sumar la pérdida de carga en el tramo recto de los tubos con un aumento del 20 % (por ensuciamiento), más la pérdida de carga por cambio de dirección en el cabezal del intercambiador.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_t \cdot 1,2 + \Delta P_r \quad Ec. (51)$$

#### **d) Caída de presión en la coraza**

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot IDS \cdot (N_c + 1)}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_{eq} \cdot \phi_s} \quad Ec. (52)$$

Donde  $N_c+1$  es el número de cruces y se obtiene al dividir la longitud efectiva de equipo ( $L_{ef}$ ) por el espaciado entre baffles  $B$  en pies.

#### **e) Coeficiente total de transferencia en servicio (sucio), $U_d$**

Para su cálculo se deben tener los valores de los factores de ensuciamiento “fouling”, interno y externo de los tubos  $r_{io}$ ,  $r_o$  y  $r_d$  el cual es la suma de los anteriores y el coeficiente total de transferencia limpio  $U_c$ .

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{U_c} + r_d} \quad Ec. (53)$$

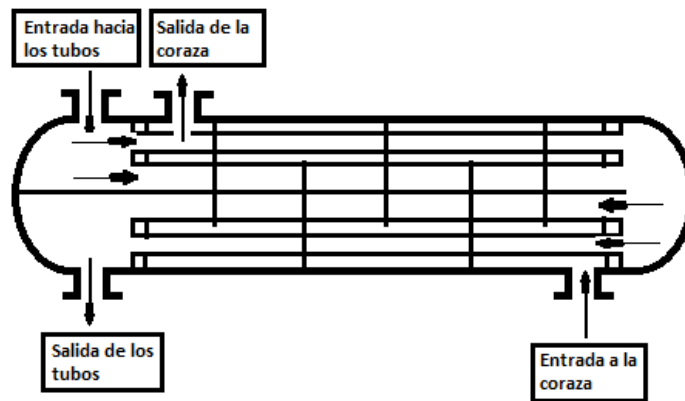


**f) Cálculo del área de transferencia necesaria con el coeficiente de transferencia de servicio**

$$A_t = \frac{Q}{U_d \cdot MLDT_{corr}} \quad Ec. (54)$$

Si el área real calculada con la ecuación es mayor que el área necesaria calculada con la ecuación anterior el equipo estará bien diseñado, de lo contrario se deben reevaluar las condiciones de diseño tales como flujos volumétricos, espaciados entre deflectores, distribución de los tubos, etc. A continuación se presentan los resultados para el diseño del intercambiador de calor usado para calentar el aire que se alimentará al proceso de secado. Este es un intercambiador de tubo y coraza en el cual ingresa aceite caliente en este caso *EssoTherm*, proveniente de los colectores por el lado de los tubos y que cede parte de su calor a una corriente de aire que fluye por la carcasa del mismo. Se seleccionó esta configuración para evitar pérdidas de calor al medio ambiente, lo cual podría ocurrir si el fluido caliente en este caso el aceite circulara por la coraza.

**Figura 12. Intercambiador de calor de tubo y coraza - Flujo a contracorriente**



**Fuente: Elaborado en la presente investigación**

Es muy importante resaltar que las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos que circulan por la carcasa y los tubos, aire y aceite respectivamente, están definidas por las condiciones de operación deseadas para el sistema. El flujo

másico de aceite es el mismo que se calculó para el proceso de concentración que se lleva a cabo en los colectores solares. En la Tabla 9 se resumen los resultados más relevantes del diseño del intercambiador, las condiciones de operación normal y los parámetros de diseño inherentes a su configuración.

**Tabla 9. Datos de operación y diseño del intercambiador de calor**

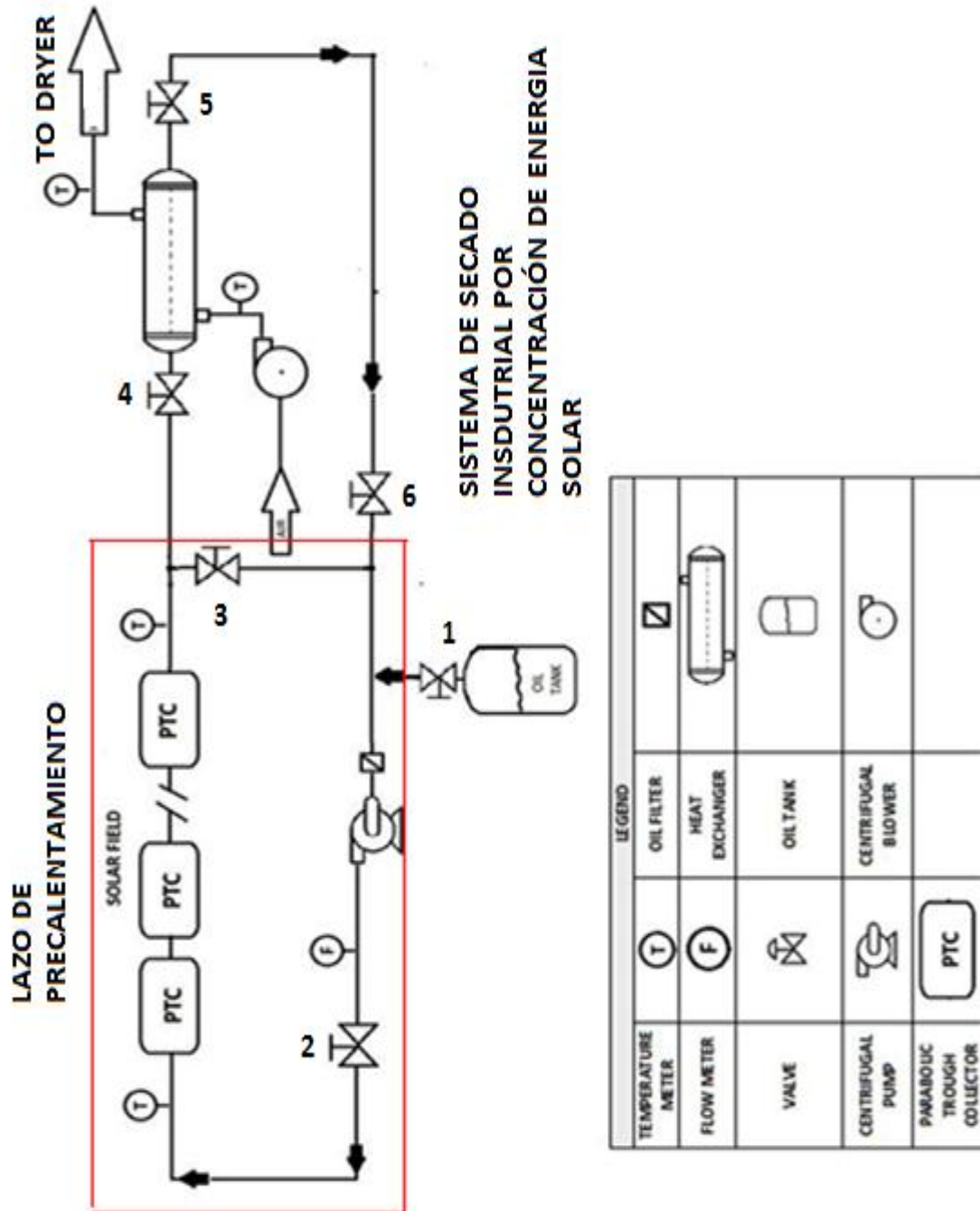
SERVICIO DE UNIDAD	CALENTAMIENTO DE AIRE		CODIGO TEMA	BEM	
LONGITUD	8	ft	FLUJO	CONTRACORRIENTE	
AREA NETA	166,46	Ft <sup>2</sup>			
CALOR TRANSFERIDO	708536,17	BTU/h			
UNIDAD DEL FLUIDO	LADO DE LA CORAZA		LADO DE LOS TUBOS		
NOMBRE DEL FLUIDO	Aire		Aceite (Essotherm)		UNIDADES
FLUJO MASICO	13404,6		10939,67		lb/h
DENSIDAD	0,0603		46,61		lb/ft <sup>3</sup>
VISCOSIDAD	1,44E-05		1,72E-03		lb/ft s
CALOR ESPECIFICO	0,2407		0,6		BTU/lb °F
CONDUCTIVIDAD TERMICA	0,017		0,0676		BTU/°F ft h
NUMERO DE PASOS	1		2		
	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA	
TEMPERATURA DISEÑO	82,4	302	482	374	°F
CAIDA DE PRESIÓN	5,5		3,47		lb/pulg <sup>2</sup>
COEF. DE TRANSFERENCIA	SUCIO	20,63	LIMPIO	22	BTU/ft <sup>2</sup> °F
TUBOS FIJOS	OD (pulg)	0,75	LONGITUD	7,75	Ft
	MATERIAL	Acero al carbono	ARREGLO	Triangular	
	PITCH	1 pulg.	BWG	14	
CORAZA	MATERIAL	Acero al carbono	ID	13,25 pulg.	
DEFLECTORES SEG.	25	%CORTE IDS			
	SEPARACIÓN	4 pulg.			

Fuente: Elaborada en la presente investigación

#### **4.4 MODELADO DEL ACOPLE DEL SISTEMA CES E INTERCAMBIADOR DE CALOR AL SECADOR SPRAY**

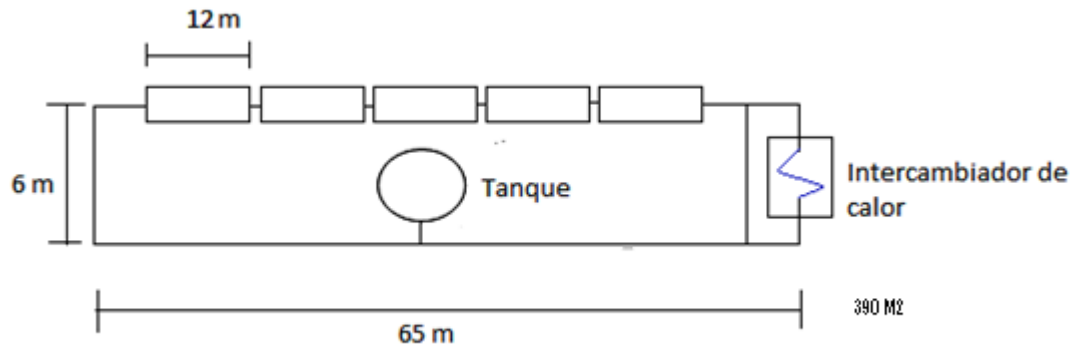
El sistema de secado industrial por concentración de energía solar se divide en dos partes principales: a) el sistema de concentración de energía solar (CES) y b) la unidad de intercambiador de calor. Para el acople de ambos se tuvieron en cuenta ciertos aspectos tales como, el dimensionado del tanque de almacenamiento del aceite usado para la transferencia de calor; la especificación y dimensionamiento del tipo de tuberías; la selección de la bomba que permitirá mantener el fluido en movimiento; un blower para proporcionar el suministro de aire al intercambiador de calor; y el modelado de las pérdidas térmicas en las tuberías. A continuación se detallan en las Figura 13 y 14 un esquema del diseño conceptual propuesto y la vista en planta del mismo

Figura 13. Sistema de secado industrial basado en la concentración de energía solar usando un colector tipo cilindro-parabólico acoplado a un intercambiador de calor de tubo/coraza



Fuente: Elaborada en la presente investigación

**Figura 14. Vista en Planta del sistema de secado**



**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

Una vez especificados los sistemas CES y la unidad de intercambiado de calor se procedió a modelar el comportamiento del sistema CES - Intercambiador acoplado al secador spray, esto se hace teniendo en cuenta los conceptos de pérdidas por fricción y de calor en las tuberías y usando modelos termodinámicos que representan el sistema completo y su funcionamiento. Dicha simulación se realizó a través de una aplicación desarrollada en Microsoft Office Excel, teniendo en cuenta todas las ecuaciones utilizadas en éste proyecto.

El esquema de funcionamiento del sistema de Concentración de Energía Solar (CES) presentado en la Figura 13 permitirá utilizar la radiación solar para calentar el aire utilizado en el proceso de secado de propionato de calcio y de ésta forma disminuir el consumo de gas natural en éste proceso de secado industrial. La secuencia para operación se detalla a continuación:

- 1) Encienda la bomba para permitir que el aceite llegue a los colectores, manteniendo las válvulas 1, 2 y 3 abiertas, pero las número 4 y 6 cerradas con el propósito que el aceite no llegue al intercambiador y conformar el lazo de precalentamiento del aceite, el cual realizará varios ciclos hasta alcanzar cierta temperatura, leída en el segundo medidor de temperatura.

Teniendo en cuenta la velocidad a la que debe viajar el aceite térmico y el cambio de la temperatura del aceite (120°C), se estima que se debe dejar recirculando por un tiempo de 15 min aproximadamente.

- 2) Encienda el blower antes de dejar fluir el aceite a todo el sistema para evitar choque térmico en las tuberías y juntas de soldadura, una vez encendido permita que el aceite fluya, para esto cierre las válvulas número 3 y 1, entonces abra las válvulas número 4, 5 y 6. Una vez que el aceite llegue a todos los puntos, se puede decir que el sistema entra en pleno funcionamiento.

A continuación se presentan los resultados del dimensionado de los elementos más importantes con los que se completa todo el diseño planteado en este proyecto

#### **4.4.1 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento de aceite**

Integrar un sistema de almacenamiento para el aceite de transferencia de calor, permitirá mantener abastecida la planta durante el tiempo que se encuentre en funcionamiento. La cantidad de aceite necesaria para tal propósito se determinó haciendo la sumatoria de todos los tramos de tuberías que componen el sistema, luego teniendo en cuenta que las tuberías son cilíndricas se utiliza la ecuación del volumen de un cilindro para finalmente hallar el volumen aproximado del tanque de almacenamiento de aceite:

$$V_A = \pi r^2 l \quad Ec. (55)$$

$V_A \rightarrow$  Volumen del aceite,  $[m^3]$

$r \rightarrow$  radio de las tuberías,  $[m]$

$l \rightarrow$  Longitud de las tuberías,  $[m]$

Con el volumen del aceite que transita por todo el sistema en una corrida, se calcula el del tanque de almacenamiento agregándole un 20% en exceso, previendo la dilatación del aceite por las temperaturas alcanzadas y pensando en

el principio de seguridad que dice que los tanques deben estar llenos máximo hasta el 80%. Este tanque deberá de ser de tal manera que minimice la superficie de contacto con el exterior, ya que así se minimizaran las perdidas térmicas, la forma geométrica que minimiza la superficie en función del volumen es la esfera, pero la construcción de depósitos esféricos de este tamaño es muy costosa ya que son muy difíciles de construir, por lo que se opta por la instalación de depósitos cilíndricos con extremos hemisféricos [27]. El tanque de almacenamiento tiene un cuerpo cilíndrico de altura  $H$ , el cual tiene un diámetro de  $(2/3)H$  y lleva acoplada una cabeza semiesféricas con una altura igual a  $(1/6)H$ . Las siguientes ecuaciones permiten dimensionar el tanque una vez definida la altura.

$$V_{Tanque} = V_{Cilindro} + V_{Cabeza} \quad Ec. (56)$$

$$V_{Cilindro} = \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 H \quad Ec. (57)$$

$$V_{Cabeza} = \frac{(\pi D^2 h_{cab})}{6} \quad Ec. (58)$$

$$V_{Tanque} = \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 H + \frac{(\pi D^2 h_{cab})}{6} \quad Ec. (59)$$

$$D = \frac{2}{3}H, \quad h_{cab} = \frac{D}{4} \quad Ec. (60)$$

Teniendo el volumen del tanque y fijando la altura deseada, es posible despejar el diámetro y la altura de la cabeza del tanque. La Tabla 10 presenta el volumen de aceite necesario y las dimensiones del tanque de almacenamiento. En base a este volumen de aceite necesario, se determinó las dimensiones del tanque de almacenamiento, recordando que este depósito deberá exceder en un 20% su tamaño por cuestiones de seguridad. La Figura 15 ilustra el diseño del tanque de almacenamiento de aceite propuesto en éste trabajo, con sus respectivas dimensiones.

**Tabla 10. Volumen necesario de aceite (EssoTherm) y dimensionamiento del tanque de almacenamiento**

<b>Volumen de aceite (EssoTherm)</b>	
<i>Radio de las tuberías [m]</i>	0.032
<i>Longitud de las tuberías [m]</i>	142
<i>Volumen de aceite [m<sup>3</sup>]</i>	0.47
<b>Dimensiones del tanque de almacenamiento</b>	
<i>Longitud total [m]</i>	3.15
<i>Diametro [m]</i>	1.5
<i>Volumen [m<sup>3</sup>]</i>	0.56

**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

**Figura 15. Representación del tanque de almacenamiento de aceite**



**Fuente: [http://planosyfabricaciones.bligoo.com/tag/tanques]**



#### 4.4.2 Selección de la bomba

Inicialmente se realizó un cálculo aproximado de la potencia de bombeo, para luego seleccionar el tipo de bomba a utilizar. Aplicando la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernoulli, haciendo las siguientes suposiciones:

- El aceite es incompresible a su paso por la bomba
- La velocidad de flujo no varia

La potencia de la bomba se calcula de la siguiente forma:

$$P = \frac{Q \Delta P}{\eta_b \eta_e} \quad Ec. (61)$$

Siendo:

$P \rightarrow$  Potencia electrica de la bomba, [W]

$Q \rightarrow$  Flujo volumetrico del aceite; [m<sup>3</sup>/s]

$\Delta P \rightarrow$  Caída de presión total en todo el sistema, [Pa]

$\eta_b \rightarrow$  Rendimiento mecanico de la bomba

$\eta_e \rightarrow$  Rendimiento electrico del motor de la bomba

La presión de trabajo mínima tiene que ser superior a la presión de vapor del aceite térmico EssoTherm a la temperatura máxima de trabajo para evitar zonas bifásicas en el sistema. Ahora dependiendo principalmente de la potencia eléctrica que se calcule por medio de la ecuación (61) se seleccionará la bomba que se encuentre comercialmente disponible. Para utilizar la ecuación de Bernoulli, se debe conocer la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la bomba, es decir, la caída de presión en todo el circuito hidráulico, la que es dada por la suma de la caída de presión en los distintos tramos de tuberías que componen el circuito hidráulico. En la Tabla 11 se muestra la caída de presión en cada elemento que hace parte del campo solar, la caída de presión del intercambiador de calor la arrojó un programa ejecutado en Excel exhibido en los resultados del modelado

del intercambiador de calor. Los datos de caída de presión en el colector solar, fueron acordados apoyándose en leyes heurísticas y en otros artículos científicos de esta índole [27].

**Tabla 11. Caída de presión en el campo solar**

<b>Caída de presión en el campo solar</b>	
<b>Elementos del campo solar</b>	<b>[kPa]</b>
<i>Colector solar Cilindro Parabolico</i>	68.94
<i>Intercambiador de calor</i>	68,95
<i>Red de tuberias</i>	25.48
<i>Caida de presion total</i>	163,37

**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

A continuación en la Tabla 12 se encuentra el resultado de la estimación de la potencia que debe tener la bomba a utilizar.

**Tabla 12. Potencia de la bomba**

<b>Potencia de la bomba</b>	
<i>Caudal volumetrico de aceite [m<sup>3</sup>]</i>	0.0018
<i>Caida de presion total [Pa]</i>	163370
<b>Potencia de la bomba [KW]</b>	0,58

**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

En definitiva la selección de la bomba se ve fuertemente relacionada con el tipo de fluido y la temperatura a la que operara el mismo. Dicho esto la bomba a emplear es la *HDC* de la marca italiana *Finder Pompe*, la cual es una bomba centrífuga especial para aceite térmico a temperatura máxima de 350°C, con una capacidad de hasta 350 m<sup>3</sup>/h, y una presión máxima de 350 bares.

Como se dijo anteriormente la presión de trabajo mínima tiene que ser superior a la presión de vapor del aceite térmico EssoTherm a la temperatura máxima de trabajo para evitar zonas bifásica. De este modo a 250 °C la presión de vapor del aceite es 0.04 bar, se toman 2.04 bares de presión mínima de trabajo, siendo ésta la de aspiración de la bomba y la de descarga sería 4.48 bar.

#### 4.4.3 Sistema de tuberías del acople

Las tuberías del sistema CES, se encargan de distribuir el aceite entre los colectores cilindro parabólico. En el diseño se debe intentar mantener la velocidad del fluido a lo largo de las mismas, para que se pueda dar una óptima transferencia de calor. En la Tabla 13 se muestran con especificaciones los elementos que hacen parte de éste sistema.

**Tabla 13. Configuración del sistema de tuberías**

Elemento hidráulico	Diámetro Nominal (mm)	Material	Numero	Metros
Tubería colectora	65	Acero A106	-	36
Tubería recta	65	Acero A106	-	80
Válvulas de regulación de aceite	-	-	5	-

**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

#### 4.4.4 Perdidas térmicas en las tuberías

Luego de haber cuantificado todas las pérdidas que se dan en el colector cilindro parabólico, es preciso manifestar que finalmente no todo el calor útil que posee el aceite térmico será el que entrará al intercambiador de calor puesto que a lo largo del recorrido en las tuberías se presentarán perdidas térmicas al ambiente. Si bien las tuberías estarán forradas con aislante térmico, igualmente se exhibirán perdidas, claro está en menor medidas que si las tuberías no estuviesen aisladas.

Para determinar las pérdidas térmicas en las tuberías es debido tomar una sección transversal de la tubería como se muestra en la Figura 16, en la cual el fluido de transferencia de calor se encuentra fluyendo dentro de la tubería a la temperatura  $T_m$  (la temperatura media a través del campo solar), las pérdidas de calor del fluido al ambiente está dada por [28]:

$$Q_p = U_p A_o (T_m - T_a) \quad [W] \quad Ec. (62)$$

$$A_o = \pi D_3 L_p \quad [m^2] \quad Ec. (63)$$

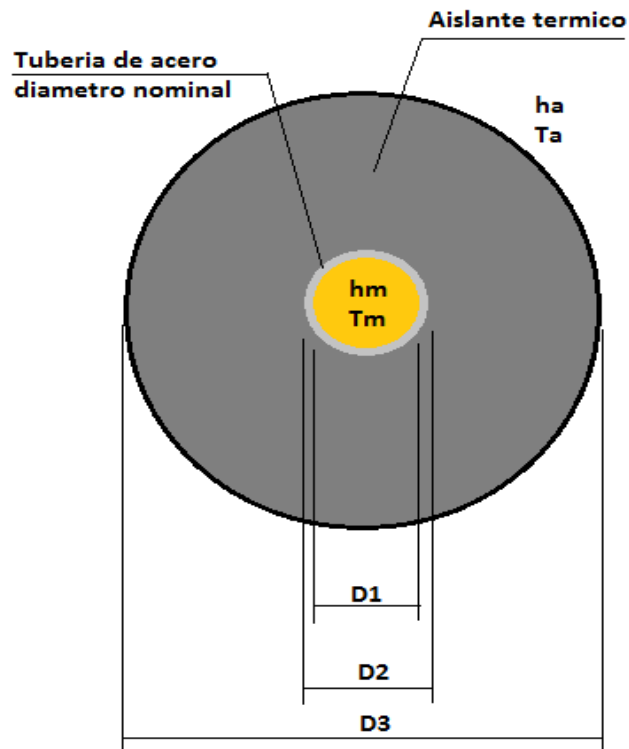
Donde:

$A_o \rightarrow$  área de la superficie exterior de la tubería aislada,  $[m^2]$

$L_p \rightarrow$  Longitud total de la tubería,  $[m]$

$U_p$  coeficiente global de transferencia de calor del tubo de aislamiento,  $[W/m^2 K]$

**Figura 16. Sección transversal de tubería**



**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

El cálculo del coeficiente global de transferencia está dado por la siguiente expresión:

$$U_p = \frac{1}{\frac{D_3}{D_1 h_m} + \frac{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right) D_3}{2k_p} + \frac{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right) D_3}{2k_i} + \frac{1}{h_a}} \quad \text{Ec. (64)}$$

Donde:

$h_m$  coeficiente de transferencia de calor en el interior de la tubería a  $T_m$  [ $W/m^2 K$ ]

$h_a$  Coef. de transferencia de calor en la superficie ext. del aislamiento a  $T_a$  [ $W/m^2 K$ ]

$k_p \rightarrow$  conductividad térmica del tubo a  $T_m$  [ $W/m K$ ]

$k_i \rightarrow$  conductividad térmica del aislante a  $T_m$  [ $W/m K$ ]

El modelado de las pérdidas térmicas en las tuberías se realizó considerando que las tuberías estaban recubiertas por un aislante térmico, para reducir dichas pérdidas, el aislante térmico considerado es el *Fiberglas* que tiene un mejor desempeño térmico con un producto más ligero. La Figura 17 muestra un ejemplo de la hoja de cálculo programada en Excel, la cual fue utilizada para simular las pérdidas de calor que ocurren a través de la red de tuberías que conforman el sistema propuesto

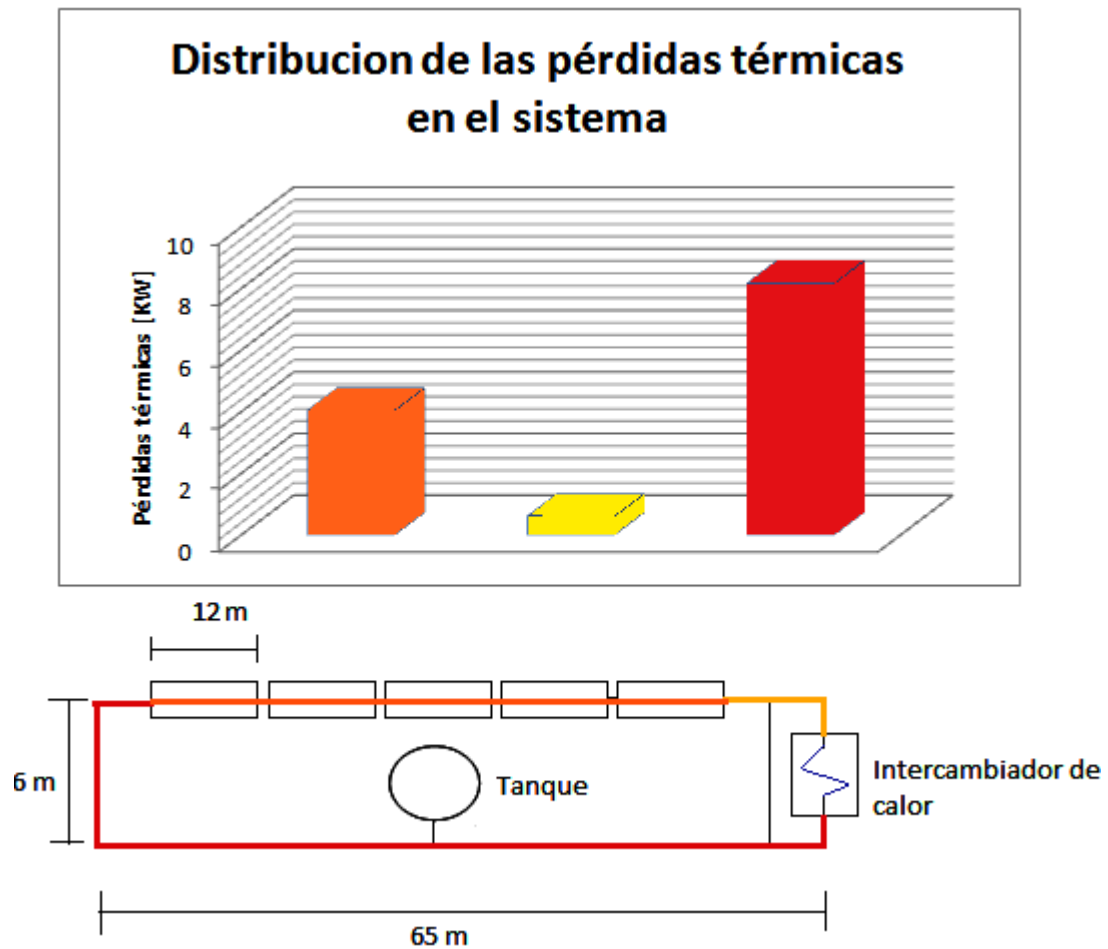
**Figura 17. Modelado de las pérdidas térmicas en tuberías**

PERDIDAS TERMICAS EN TUBERIAS	
Diametro Total de la tuberia ( $D_3$ )	0,11 [m]
Longitud total o parcial de la tuberia ( $L_p$ )	1 [m]
Temperatura media ( $T_m$ )	215 [°C]
Temperatura ambiente ( $T_a$ )	30 [°C]
Coeficiente global de transferencia de calor de la tuberia ( $U_p$ )	2 [ $W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ]
Resultados	
Area de la superficie externa de la tuberia ( $A_o$ )	0,3454 [ $m^2$ ]
Calor perdido ( $Q_p$ )	0,127798 [KW]

**Fuente:** Elaborada en la presente investigación

En la Figura 18 se exhibe como varían la pérdida térmica a lo largo del sistema, como era de esperarse la pérdida térmica más significativa se da en el recorrido de tubería más largo del sistema, la importancia de cuantificar estas pérdidas radica en su consideración en el momento de realizar un balance energético en todo el campo, se estima que el total de estas en todo el campo ascienden a 12.83 KW, mientras que el calor producido es de 55.25KW.

**Figura 18. Distribución de las pérdidas térmicas en el sistema**

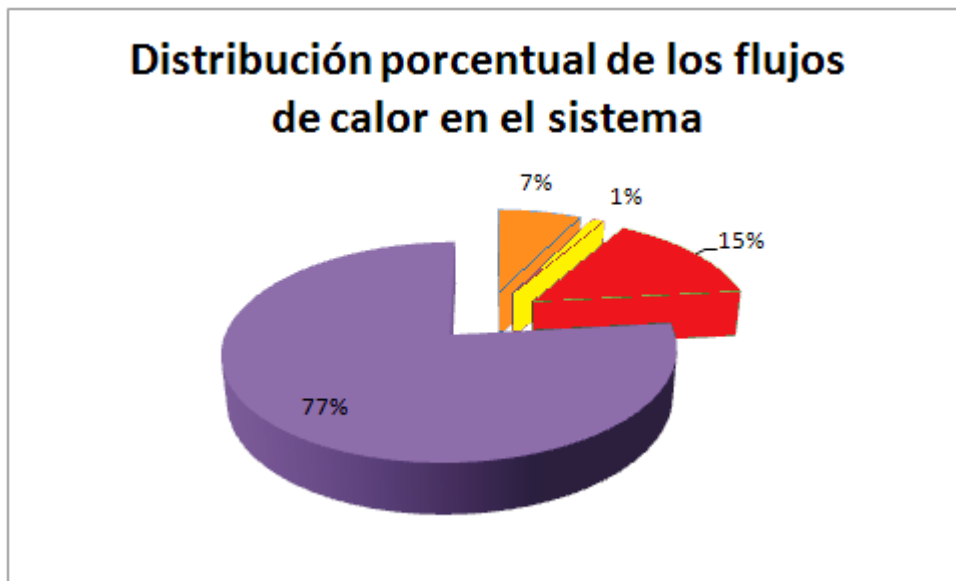


**Fuente: Elaborado en la presente investigación**

En la distribución porcentual de los flujos de energía se evidencia que el calor absorbido por el campo solar representa el 77% de energía que fluye en el sistema, cabe resaltar que todos estos datos son en el punto de diseño

seleccionado. En base a estos resultados obtenidos del modelado del sistema propuesto podemos considerar que termodinámicamente es un diseño factible puesto que las pérdidas térmicas ocasionadas por los gradientes de temperaturas en ningún momento supera el calor útil que se produce en los colectores solares, el cual es suficiente para que el aire a la salida del intercambiador de calor alcance unos 150°C.

**Figura 19. Distribución porcentual de los flujos de calor en el sistema**



**Fuente:** Elaborada en la presente investigación

## **4.5 ANALISIS DE FACTIBILIDAD ECONOMICA**

### **4.5.1 CALCULO DE LA INVERSIÓN EN EL PROYECTO**

Para calcular el costo de inversión en el proyecto se calcularon los precios para cada uno de los elementos que componen en sistema de secado, tales como los colectores, el intercambiador de calor y la bomba. Los costos asociados a las

tuberías, accesorios, montajes entre otros corresponden un porcentaje de los costos de los equipos antes calculados.

- **Colectores Solares**

Para este punto tenemos que el costo de los colectores es de 206 € el metro cuadrado, incluyendo los tubos absorbedores por donde circulará el fluido de transferencia de calor y su instalación [29]. Teniendo en cuenta el costo por metro cuadrado y los resultados obtenidos con el modelado de los colectores donde se obtuvo que se necesitan un total de 5 colectores con un área de 68,125 m<sup>2</sup> cada uno. Por lo tanto el costo de inversión en el sistema de concentración está dado por la siguiente ecuación.

$$I_{colectores} = 5 * 68,125 \text{ m}^2 * 206 \frac{\text{€}}{\text{m}^2} = 70168,75 \text{ €} \quad \text{Ec. (65)}$$

$$I_{colectores} = 70168,75 \text{ €} * 2352 \frac{\text{COP}}{\text{€}} = 165036900 \text{ COP} \quad \text{Ec. (66)}$$

- **Intercambiador de calor**

Para este punto se utilizaran fórmulas de índice de costos, las cuales tienen en cuenta el área de transferencia, el material de construcción del intercambiador, tanto en la coraza como de los tubos. De igual forma se corrige el costo por la presión de operación, el material y la longitud de los tubos [30].

$$C_{inter.} = F_M F_L C_B \quad \text{Ec. (67)}$$

$C_{inter.}$  → Costo total del intercambiador de calor, US

$F_m$  → Factor de corrección por material

$F_L$  → Factor de corrección por longitud de tubos

$$C_B = \exp \{11,0545 - 0,9228[\ln(A)] + 0,09861[\ln(A)]^2\} \quad \text{Ec. (68)}$$



Donde A es el área de transferencia en pies cuadrados.

Los valores de los coeficientes de corrección por presión, material y longitud están dados por:

$$F_M = a + \left(\frac{A}{100}\right)^b \quad \text{Ec. (69)}$$

Donde los coeficientes *a* y *b* se obtiene de la Tabla 14.

**Tabla 14. Factor de corrección por material del costo del intercambiador de calor**

Material de construcción Coraza/Tubos	A	b
Acero al carbono/ Acero al carbono	0,0	0,0
Acero al carbono/ Brass	1,08	0,05
Acero al carbono/ Acero inoxidable	1,75	0,13
Acero al carbono/ Monel	2,1	0,13
Acero al carbono/ Titanio	5,2	0,16
Acero al carbon /Cr-Mo-Acero	1,55	0,05
Cr-Mo-Acero/ Cr-Mo-Acero	1,7	0,07
Acero inoxidable/ Acero inoxidable	2,7	0,07
Monel/ Monel	3,3	0,08
Titanio/ Titanio	9,6	0,06

**Fuente: [Seider et. al, 2003]**

El factor de corrección por longitud de tubos está dado por la siguiente relación.

**Tabla 15. Factor de corrección por longitud de tubos**

Longitud de tubos (ft)	$F_L$
8	1,25
12	1,12
16	1,05
20	1,00

**Fuente: [Seider et al, 2003]**

En el diseño del intercambiador se tiene un área de 166,46 ft<sup>2</sup>, una longitud de 8ft y el materia es acero al carbono tanto la coraza como los tubos. Por lo que el resultado del costo es el siguiente:

$$C_B = \exp\{11,0545 - 0,9228[\ln(166,46)] + 0,09861[\ln(166,46)]^2\} = \$7437,6 \text{ USD} \text{ Ec. (70)}$$

Después de corregir el valor de  $C_B$  por material del intercambiador y por la longitud de los tubos tenemos que el costo total es de \$9297,1 USD, que equivalen a \$17.000.000 COP.

- **Bomba**

Para éste proceso se necesita una bomba capaz de manejar aceites a altas temperaturas y que cumpla con las especificaciones de caudal y presión necesarias en el proceso. Por esta razón se eligió la bomba HCD de Finder Pompe la cual es especial para fluidos diatérmicos, maneja aceites con temperaturas de hasta 350°C y tiene un caudal máximo de 350 m<sup>3</sup>/h lo cual es más que suficiente para este sistema. Según el fabricante esta bomba tiene un costo de \$1200 € lo que equivale a \$2.822.400 COP.

Para el resto de los componentes del sistema tales como tuberías, sensores, accesorios hidráulicos, taques y los costos asociados a la construcción y montaje de los equipos se le asignó un valor equivalente al 20% del costo de los equipos antes calculados, tomando como referencia experiencias anteriores con proyectos que manejan éste tipo de tecnologías. En la Tabla 16 se resume el total de los costos de inversión del proyecto.

**Tabla 16. Resumen de costos de inversión del proyecto**

<b>INVERSIÓN NECESARIA</b>	
<b>Concepto</b>	<b>Valor en COP</b>
Colectores Solares	165.036.900
Intercambiador de Calor	17.000.000
Bomba para fluido diatérmico	2.822.400
<b>Subtotal</b>	<b>184.859.300</b>
Construcción, montaje, contingencias (20%)	36.971.860
<b>Total</b>	<b>\$ 221.831.160</b>

**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

Como se puede observar el costo de los colectores solares representa cerca del 74% del costo total, el intercambiador tiene otro 5% y la bomba un 1%, para un total de un 80% que se completa con los costos asociados a la construcción, montaje entre otros.

#### **4.5.2 Calculo del ahorro energético**

A continuación se muestran los resultados para el cálculo del ahorro energético debido a proceso de calentamiento del aire en el interior del intercambiador de calor. Si se tiene un flujo másico de 13404,592 lb/h de aire, igual al que pasa por el intercambiador y se le aumenta la temperatura desde los 30°C hasta 150°C se tiene un consumo de calor dado por:

$$Q = 13404,592 \frac{lb}{h} * 0,2407 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F} * (302 - 86)^\circ F = 696920,824 \frac{BTU}{h} \quad Ec. (71)$$

Si el mismo procedimiento se lleva a cabo mediante la combustión de gas natural con un poder calorífico de 0,9961 MBTU/KPC o lo que lo mismo 996,1 BTU/ft<sup>3</sup>, la cantidad de calor consumida está dada por la siguiente ecuación:

$$\dot{V} = \frac{696920,824 \text{ BTU/h}}{996,1 \text{ BTU/ft}^3} = 699,65 \frac{ft^3}{h} \approx \frac{700 ft^3}{h} \quad Ec. (72)$$

Ahora teniendo en cuenta que el precio del gas natural para consumo industrial varía según su disponibilidad y la demanda del momento, en este caso se toma un precio promedio del precio del gas para el año 2012, dicho dato de igual forma fue suministrado por la empresa C.I. Real. Según sus reportes de consumo de gas natural se observó que el precio del gas se mantuvo en promedio en \$540,3 pesos por metro cubico. Por lo tanto el ahorro energético sería el siguiente:

$$Ahorro \text{ Energético} = 700 \frac{ft^3}{h} * 0,028317 \frac{m^3}{ft^3} * 540,3 \frac{COP}{m^3} = 10710 \frac{COP}{h} \quad Ec. (73)$$

Si la planta de secado con radiación solar opera durante 6 horas diarias según el número de horas promedio de sol reportadas por el IDEAM en su Atlas de radiación solar, de 9am a 3 pm que son las horas de mayor radiación, se tiene que el ahorro diario será de \$64260 COP. Para poder recuperar la inversión de forma más rápida es necesario que la planta opere los 30 días del mes, por lo que el ahorro fijo mensual será de \$1.927.800 COP.

#### **4.5.3 VALOR PRESENTE NETO (VPN)**

Para el cálculo del valor presente neto de éste proyecto se utilizó una tasa de descuento del 6% efectiva anual por ser esta la más utilizada en proyectos que

involucran tecnologías de concentración de energía solar, en esta investigación los periodos estarán dados en meses por lo que la nueva tasa será de 0,4868 % efectiva mensual [26, 27].

Teniendo en cuenta el costo de inversión inicial de \$221.831.160 COP y los flujos de caja positivos representados en el ahorro energético mensual de \$1.927.800 COP. El valor presente neto estará dado por la siguiente formula:

$$VPN = \sum_{t=1}^n \frac{FCF_t}{(1+k)^t} - I_o \quad Ec. (74)$$

Donde  $FCF_t$  representa los flujos de caja netos futuros en el periodo  $t$ ,  $I_o$  es la inversión inicial,  $k$  es la tasa de interés del proyecto y  $n$  corresponde al número de periodos considerados.

En este caso al realizar dicho cálculo para un periodo de 25 años (300 meses) que corresponden a la vida útil de los colectores se obtuvo un VPN de \$81.925.105,5 COP. Al ser el VPN mayor que cero resulta en que el proyecto al ser evaluado por este índice debería ser aceptado.

#### **4.5.4 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)**

Para el presente cálculo se llevó a cabo un procedimiento de prueba y error, asignado diferentes valores a la tasa de descuento hasta que el valor del VPN sea cero, tal como está definida la TIR. Después de ejecutado el procedimiento de prueba y error en Microsoft Excel se obtuvo una TIR de 0,786 % efectiva mensual (9,8506% anual) la cual es mayor que la tasa usada en el cálculo del VPN lo que nuevamente indica que se debe aceptar el proyecto.

#### 4.5.5 PAY BACK O PLAZO DE RECUPERACIÓN

El plazo de recuperación se definió como el número de periodos en que los flujos netos positivos igualan el valor de la inversión es decir el tiempo cuando se recupera la inversión que en este caso es de 116 meses que equivalen a 9 años y 8 meses.

**Tabla 17. Resultado análisis económico**

<b>Resumen análisis de factibilidad económica</b>	
<b>VPN (\$ COP)</b>	81.925.105,5
<b>TIR (% anual)</b>	9,8506
<b>Pay back (años)</b>	9,6

**Fuente: Elaborada en la presente investigación**

Finalmente la decisión de aceptar o rechazar el proyecto radica en el inversionista, ya que según los primeros parámetros de análisis el proyecto debe ser aceptado, entonces lo importante ahora es que tan riesgoso es la inversión o en cuanto tiempo espera el inversionista recuperar su dinero, teniendo en cuenta que después de los 9 años y 8 meses siguientes a la recuperación de la inversión, los 15 años y 2 meses siguientes hasta que termine la vida útil del colector serán de ganancia.

## 5. CONCLUSIONES

En éste proyecto se ha mostrado que Cartagena de Indias cuenta con las condiciones climatológicas idóneas para poder llevar a cabo un proyecto de esta magnitud, con un promedio de radiación solar mensual de  $967 \text{ W/m}^2$  que convierte a la ciudad en un punto estratégico y propicio para el desarrollo de esta tecnología. Por lo cual, invertir en el desarrollo de tecnologías basadas en la concentración de energía solar para procesos de secado industrial generaría un aporte de innovación al sector económico local y nacional.

El modelo termodinámico propuesto para cuantificar la capacidad de absorción del colector, permitió determinar que en el punto de diseño la potencia solar alcanza los 65.85 KW y de esa cantidad, 51.20 KW son útiles, es decir, un 77.7% de la potencia solar incidente. Teniendo en cuenta lo anterior, se estimaron 5 módulos o colectores solares necesarios para una temperatura de  $250 \text{ }^\circ\text{C}$ .

La tecnología que utiliza los colectores solares cilindro parabólico parece ser la tendencia predominante a nivel mundial para la generación termosolar, esto debido a que es la tecnología que más garantías proporciona en el ámbito económico y que cuenta con una gran eficiencia termodinámica. Por medio del estudio y el balance energético realizado a este tipo de colectores, se distinguieron los principales elementos que influyen en la conversión de energía solar en energía térmica, como las propiedades ópticas del colector y el rendimiento térmico que éste alcance.

En cuanto al intercambiador de calor tipo tubo y coraza con flujo a contracorriente de aceite y aire se calculó un área de  $15.46 \text{ m}^2$ , alcanzando el aire a su salida una temperatura de  $150^\circ\text{C}$  suficiente para reflejar un ahorro energético en el consumo de gas natural.

El sistema de concentración de energía solar demanda un área total de  $390 \text{ m}^2$ , requiere un volumen de aceite de  $0.47 \text{ m}^3$  y un tanque de almacenamiento con

capacidad de  $0.56 \text{ m}^3$ . Una bomba centrífuga por lo menos de 1 caballo de fuerza, un aislante térmico para tuberías de un diámetro recomendado de 1.77 in, para que el sistema funcione como se espera.

Por último desde el punto de vista económico, con los índices de factibilidad utilizados (VAN y TIR) se puede indicar que el proyecto es viable, la recuperación del dinero invertido será en 9 años y 8 meses lo cual comparado con proyectos de este tipo que han sido desarrollados es un buen indicador, existen proyectos de energía solar con un plazo de recuperación de la inversión desde los 8 hasta los 20 años dependiendo de la envergadura de los mismos [20, 26], teniendo en cuenta que la vida útil de los equipos es de 25 años, por lo cual la decisión de implementar o no el sistema queda a decisión del inversionista resaltando la importancia de los datos arrojados en éste proyecto.



## 6. RECOMENDACIONES

Considerando el desarrollo futuro de posibles investigaciones relacionadas a la temática propuesta en el presente trabajo, los autores sugieren implementar las siguientes recomendaciones:

- ✓ Realizar mediciones de radiación solar incidente por un periodo de tiempo más prolongado, en lo posible obtener las mediciones de un año completo para así evitar depender de los datos de entidades meteorológicas y medio ambientales que son resultados de correlaciones entre parámetros distintos a la radiación.
- ✓ En la modelación realizada para determinar la concentración de energía solar absorbida por el colector se asumió que la radiación solar incidente es paralela al plano que corta al tubo absorbedor, como se ilustró en la Figura 6. Por lo cual, se recomienda para futuras modelaciones tener en cuenta otros ángulos de incidencia y la posición exacta del sol a diferentes horas del día, ya que con estos parámetros se obtendrían una mayor precisión en los cálculos.
- ✓ Considerar la alternativa de construcción de los colectores cilindro parabólico con miras a disminución de costo de inversión, ya que los mismos representan un 74% del costo total de inversión.
- ✓ En adición, para ampliar los resultados obtenidos y tomar una decisión más acorde para implementación de diseño, se sugiere modelar un sistema que acople otro de tipo de colector e intercambiador, por ejemplo un colector de disco parabólico e intercambiador de aletas, con el fin de comparar criterios de costo y rendimientos globales.

## REFERENCIAS

- (1) Kalogirou S; (2004). Solar thermal collectors and applications; *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 231-295.
- (2) Kogan A., Kogan M. & Barak S. (2004). Production of hydrogen and carbon by solar thermal methane splitting. II. Room temperature simulation test of seeded solar reactor. *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 29, pp. 1277-1236
- (3) Melib M., Spate F. (2000). The solar heating system with seasonal storage at the solar-campus Julich. *Solar Energy*, Vol. 69, No 6, pp. 525-533
- (4) Kalogirou S; (2003). The potential of solar industrial process heat applications; *Applied Energy*, 76, 337-361.
- (5) Barlev, D., Vidu, R., & Stroeve, P. (2011). Innovation in concentrated solar power. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 95, 2703-2725
- (6) Jianfeng, L., Jing, D., & Jianping, Y. (2010). Heat transfer performance of an external receiver pipe under unilateral concentrated solar radiation. *Solar Energy*, 84, 1879-1887
- (7) Viebahn P., Lechon Y., Trieb F. (2010) The potential role of concentrated solar power (CSP) in Africa and Europe-A dynamic assessment of technology development, cost development and life cycle inventories until 2050; *Energy Policy*, 39, 4420-4430
- (8) Kamat P. (2007). Meeting the Clean Energy Demand: Nanostructure Architectures for Solar Energy Conversion. *Journal of Physical Chemistry C* 111, 2834-2860

- (9) Fernández-García, A., Zarza, E., Valenzuela, L., & Pérez, M. (2010). Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 1695-1721
- (10) Crabtree G.W., Lewis N.S. (2007). Solar energy conversion. *Physics Today*, S-0031-9228-0703-010-4 p.p 37-42
- (11) Alkilani, M., Sopian, K., Alghoul, M., Sohif, M., & Ruslan, M. (2011). Review of solar air collectors with thermal storage units. *Renewable and Sustainable energy Reviews*, 15, 1476-1490
- (12) Formulación de un plan de desarrollo para las fuentes no convencionales de energía en Colombia (PDFNCE); 2010, Volumen 2-Diagnostico de las FNCE en Colombia
- (13) Macía A.F., Estrada D.A., Chejne F., Velásquez H.I., Rengifo R. (2005). Metodología Para El Diseño Conceptual De Cocinas Solares. *Dyna*, vol. 72, Nro. 146, pp. 65-88.
- (14) R. Baños., F. Manzano-Agugliaro., F.G. Montoya., C.Gil., A.Alcayde., J.Gomez; (2010). Optimization methods applied to renewable and sustainable energy: A review; *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- (15) Balado, E. (2011). *Prototipo de campo de colectores solares cilindro-parabólicos para generación de calor a alta temperatura*, España.
- (16) Guevara S., (2003). Estimación de la radiación solar. *Unidad de apoyo técnico para el saneamiento básico del área rural (UNATSABAR)*

- (17) Fernández M. A.; (2007). Plantas de concentración de energía solar; *Eroski consumer*
- (18) Ibañez, M.; Rossel, J.R & Rossel, J.I., (2005). *Tecnología Solar*. Ed. Mundi-Prensa, Madrid (España). ISBN: 84-8476-199-1
- (19) Winter, C.J.; Sizmann, R..L; Vant-Hull, L.L., (1990). *Solar Power Plants: Fundamentals, technology, Systems, Economics*. Ed. Springer-Verlag, Berlin (Alemania). ISBN: 3-540-18897-5
- (20) Montes, M. (2008). *Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorimétrico*.(Madrid) España.
- (21) Sotte, M. (2012). *Design , Test and Mathematical Modeling of Parabolic Trough Solar Collector*. Italia.
- (22) Kern, D. (1999). *Procesos de transferencia de calor*. Ed. McGraw Hill, México
- (23) Cuadrado, K. (2012). *Diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica*. Ecuador
- (24) Cengel, Y. (2004). *Transferencia de calor*. Ed. McGraw Hill, México
- (25) Yanza., E. (2003). *Diseño de un secador por atomización a nivel piloto para jugo concentrado de tomate de árbol*. Manizales, Colombia.
- (26) Guillamón, M. (2012) *Central Termosolar de 50MW en Murcia con colectores cilindro parabólicos*. Murcia, España.

- (27) Crespo, D. (2010). Diseño de una central termoeléctrica de 50 MW con 4 horas de almacenamiento con tecnología de canales parabólicos. Madrid (España).
- (28) Khaled, A. (2012). Technical and economic performance of parabolic trough in Jordan. Amman (Jordan).
- (29) Geyer, M. et al. (2012). EuroTrough – Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation. Zurich, Suiza.
- (30) Seider, W. et al. (2003) Product & Process Design Principles. 2da Edición. Editorial Wiley.
- (31) Realpe A., Diazgranados J., Acevedo M.T. (2012) Electricity Generation and Wind Potential Assessment in Regions of Colombia. Revista DYNA (ISSN: 0012-7353). 79(171), 116-122
- (32) Realpe A., Ricardo L.G., Venecia Y., Cabarcas M., Acevedo M.T. (2010). Evaluación Económica de La Energía Solar en Colombia, Revista Ciencias e Ingeniería al Día, 5(2), 21-33
- (33) Polo J., Rodríguez J., Sarmiento A. (2008). Potencial de generación de energía a lo largo de la costa colombiana mediante el uso de corrientes inducidas por mareas. #28 revista de ingeniería. Universidad de los Andes. Bogotá, Colombia. rev.ing. ISSN. 0121-4993
- (34) Montes, M., Abánades, A., Martínez-Val, J., & Valdés, M. (2009). Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat fluid in the parabolic trough collectors. *Solar Energy*, 83, 2165-2176.

(35) Rodríguez M., (2008). Desarrollo de la energía solar en Colombia y sus perspectivas. *Revista de ingeniería. Universidad de los Andes*, No 28, pp. 83-89

(36) Climatología de los principales puertos del caribe colombiano – Cartagena de Indias D.T. y C. Centro de Investigaciones Oceanograficas e Hidrograficas CIOH. 2010.

## ANEXO A.

### PRINCIPALES CARACTERISTICAS DEL COLECTOR SOLAR CILINDRO PARABOLICO EUROTROUGH II

<b>EuroTrough Model</b>	<b>ET150</b>
Focal Length	1.71 m
Absorber Radius	3.5 cm
Aperture Width	5.77 m
Aperture Area	817.5 m <sup>2</sup>
Collector Length	148.5 m
Number of Modules per Drive	12
Number of Glass Facets	336
Number of Absorber Tubes (4.1 m)	36
Mirror reflectivity	94%
Weight of steel structure and pylons, per m <sup>2</sup> aperture area	18.5 kg

## ANEXO B.

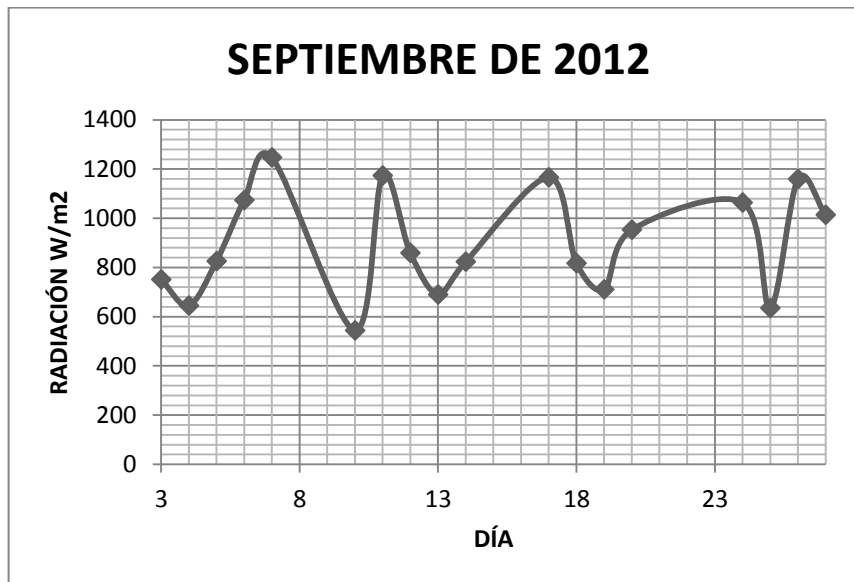
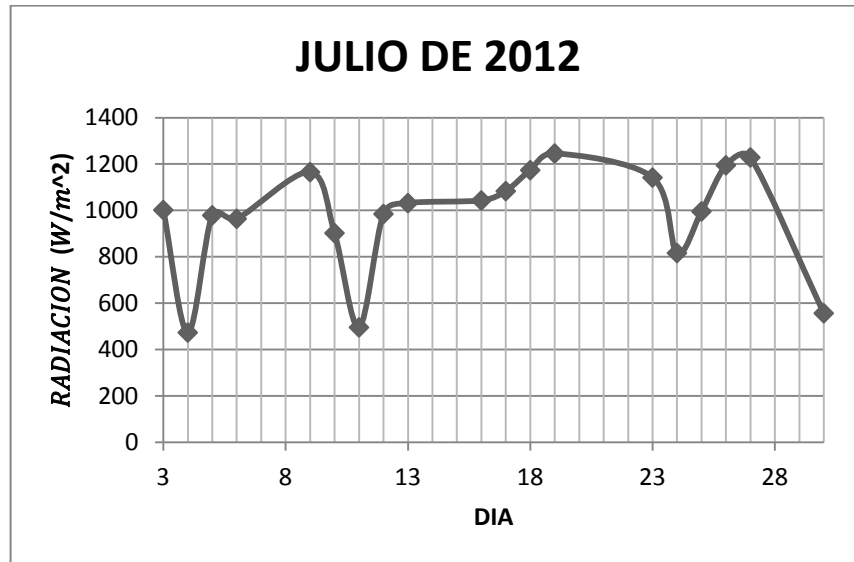
### ESPECIFICACIONES DEL TUBO ABSORBEDOR SCHOTT PTR®70

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"><li>• length: 4,060 mm at 20°C ambient temperature (159.8 in. at 68 °F)</li><li>• aperture length: &gt; 96.7 % of the bulk length at working temperature (&gt; 300°C/&gt; 572 °F)</li></ul>
Absorber	<ul style="list-style-type: none"><li>• outer diameter: 70 mm/2.75 in.</li><li>• steel type: DIN 1.4541 or similar</li><li>• solar absorptance: <math>\alpha</math> ISO <math>\geq 95.5</math> %; <math>\alpha</math> ASTM <math>\geq 96</math> %</li><li>• thermal emittance (at approx. 400°C/ approx. 752 °F): <math>\epsilon \leq 9.5</math> %</li></ul>
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"><li>• borosilicate glass</li><li>• outer diameter: 125 mm/4.9 in.</li><li>• anti-reflective coating</li><li>• solar transmittance: <math>\tau \geq 96.5</math> %</li></ul>
Thermal Losses	<ul style="list-style-type: none"><li>• &lt; 250 W/m (400°C); &lt; 175 W/m (350°C); &lt; 125 W/m (300°C)</li></ul> <p>in conjunction with SCHOTT Solar's patented shield design</p>
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"><li>• gas pressure <math>\leq 10^{-3}</math> mbar</li></ul>
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"><li>• <math>\leq 40</math> bar (absolute)</li></ul>



## ANEXO C.

### RESULTADOS DE LAS MEDICIONES DE RADIACIÓN SOLAR – JULIO Y SEPTIEMBRE DE 2012



## ANEXO D

### PROPIEDADES ACEITE TERMICO ESSOTHERM

#### *Typical Properties*

	Essotherm N 100	Thermoil 32	Thermoil 46	Thermoil 100
Colour, ASTM	2.0	<1.5	<1.5	<3.0
Viscosity, cSt				
@ 40°C	108	32.	46.	100
@ 100°C	11.8	5.31	6.67	10.78
@ 200°C	2.3			
Pour Point, °C	-18	<-24	<-24	<-12
Flash Point, °C	261	204	212	252
Copper Corrosion 3hr@100C	1a	1a	1a	1a
Density, kg/m <sup>3</sup>				
@ 15°C	880.3	872.4	874.1	882.5
@ 38°C	864.1	856.4	857.9	866.5
@ 100°C	819.8	811.8	813.5	822.1
@ 200°C	747.1	738.8	740.5	749.4
@ 260°C	703.1	694.7	696.5	705.5
@ 316°C	662.3	653.8	655.6	664.6
Thermal Conductivity, W/m.K				
@ 38°C	0.130	0.132	0.131	0.130
@ 100°C	0.126	0.127	0.127	0.126
@ 200°C	0.117	0.120	0.120	0.118
@ 260°C	0.113	0.115	0.115	0.114
@ 316°C	0.109	0.111	0.111	0.110
Specific Heat, kJ/kg.K				
@ 38°C	1.93	1.94	1.94	1.93
@ 100°C	2.16	2.17	2.16	2.15
@ 200°C	2.52	2.53	2.53	2.52
@ 260°C	2.73	2.75	2.75	2.73
@ 316°C	2.94	2.95	2.95	2.93
Vapour Pressure, mm Hg				
@ 50°C	1.20x10 <sup>-7</sup>	5.86x10 <sup>-5</sup>	1.32x10 <sup>-6</sup>	1.54x10 <sup>-7</sup>
@ 100°C	1.42x10 <sup>-4</sup>	0.016	5.35x10 <sup>-3</sup>	1.74x10 <sup>-4</sup>
@ 150°C	0.017	0.654	0.300	0.021
@ 200°C	0.472	8.13	4.57	0.552
@ 260°C	6.84	58	38.7	7.77
@ 288°C	16.8	109.0	78.0	18.9
@ 316°C	35.2	181	135	39.1
@ 343°C	63.1	266	207	69.5
Distillation Range, °C				
IBP	372	334	322	349
10%	453	374	376	437
50%	499	417	440	491
90%	560	459	516	542

## ANEXO E.

### ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL RADIOMETRO PSE-SPM 1



<b>Rango de medición</b>	0 – 2000 W/m <sup>2</sup>
<b>Resolución</b>	1 W/m <sup>2</sup>
<b>Precisión</b>	±10 W/m <sup>2</sup>
<b>Rango espectral</b>	400 – 1100nm
<b>Memoria</b>	32000 valores de medición
<b>Cuota de medición</b>	Regulable
<b>Transmisión de datos</b>	Puerto de serie RS-232
<b>Pantalla</b>	LCD
<b>Rango de temperatura ambiental</b>	0 a 50°C
<b>Humedad máxima</b>	<80% H.r
<b>Alimentación</b>	4 baterías de 1,5 V Ion-Litio
<b>Dimensiones</b>	111 x 64 x 34 mm
<b>Peso</b>	165 g
Fuente: <a href="http://www.pce-iberica.es/medidor-detalles-tecnicos/instrumento-de-radiacion/medidor-radiacion-pce-spm1.htm">http://www.pce-iberica.es/medidor-detalles-tecnicos/instrumento-de-radiacion/medidor-radiacion-pce-spm1.htm</a>	