



Concentradores solares y control adaptativo. Comparación entre el modelo parabólico lineal y el modelo Fresnel

Laura Liliana Cufiño Guerrero

Universidad Militar Nueva Granada
Programa de Ingeniería mecatrónica
Facultad de Ingeniería
Bogotá, Colombia
2018

Concentradores solares y control adaptativo. Comparación entre el modelo parabólico lineal y el modelo Fresnel

Laura Liliana Cufiño Guerrero

Trabajo de grado para optar por el título de ingeniero mecatrónico

Director: William Gómez Rivera Ph.D

Universidad Militar Nueva Granada
Programa de Ingeniería mecatrónica
Facultad de Ingeniería
Bogotá, Colombia
2018

Dedicatoria

Dedico este trabajo a mi familia, que gracias a su apoyo, consejos y formación fue posible realizar este trabajo y me permite seguir el camino día a día y crecer como persona .

Agradecimientos

Agradezco a la Universidad Militar Nueva Granada por la oportunidad de formarme como ingeniera mecatrónica bajo sus lineamientos. Agradezco al ingeniero William Gómez por su guía y apoyo como tutor en este trabajo, a los profesores de la facultad y a mis amigos y compañeros por el camino recorrido y los fuertes lazos de amistad que van más allá de la academia.

Mi agradecimiento especial a mis padres, mi hermano y mis abuelos, cuyo apoyo fue clave, aún en los momentos más difíciles. Finalmente agradezco a Dios a quien debo todo lo que tengo y lo que soy y por ponerme en el camino de la carrera a mi elección y el gusto por el conocimiento.

Resumen

La situación medioambiental actual es crítica, a tal punto que se deben desarrollar métodos alternativos de generación de energía que no atenten con el cuidado del medio ambiente para evitar llegar a un daño irreversible que pueda afectar de manera drástica el ecosistema terrestre. El presente trabajo de grado pretende aportar un punto de desarrollo y comparación entre dos modelos de concentrador solar, el cilindro parabólico compuesto y el fresnel lineal, una forma de energía térmica que reemplaza la quema de combustibles fósiles en el proceso de generación de energía en las centrales termo solares. Se realiza el estudio del recurso solar para dos ubicaciones de Colombia, Bogotá DC y Riohacha en la Guajira, a partir de la disponibilidad del recurso solar, se diseñan los modelos específicos para cada locación y se estudian los mecanismos de transferencia de calor para comprobar la capacidad térmica de cada uno para aplicaciones determinadas en la industria, finalmente se diseña un sistema de seguimiento solar basado en control adaptativo que se ajusta al punto de operación dado por el movimiento relativo solar. Se determina el tamaño de un campo de concentradores solares, tanto del modelo Fresnel como del modelo parabólico compuesto para la aplicación de una fábrica de productos lácteos en el caso de Bogotá y la para una desalinizadora para el caso de la Guajira.

Abstract

The current environmental situation is critical, to such an extent that alternative methods of energy generation must be developed that do not threaten the care of the environment in order to avoid irreversible damage that could drastically affect the terrestrial ecosystem. The present work of degree aims to provide a point of development and comparison between two models of solar concentrator, the composite parabolic cylinder and linear fresnel, a form of thermal energy that replaces the burning of fossil fuels in the process of power generation in the solar thermal power plants. The solar resource study is carried out for two locations in Colombia, Bogotá DC and Riohacha in the Guajira, from their solar capacity, the specific models are designed for each location and heat transfer mechanisms are studied to check the thermal capacity of each one, a solar tracking system is finally designed based on adaptive control that adjusts to the point of operation given by the relative solar movement.

Índice general

Agradecimientos	4
Lista de símbolos	7
1. Introducción	11
1.1. Planteamiento del problema	12
1.2. Objetivos	13
1.2.1. General	13
1.2.2. Específicos	13
1.3. Justificación	13
1.4. Alcance	14
1.5. Organización del documento	15
1.6. Estado del arte	15
1.6.1. Antecedentes en Colombia	19
2. El sol y la energía	21
2.1. Energía térmica	21
2.2. Ciclo térmico de generación	22
2.3. El sol	27
2.4. Geometría solar	28
2.4.1. Geometría sobre una superficie inclinada	29
2.5. Recurso solar en Colombia	31
3. Radiación	34
3.1. Modelos de radiación	35
3.1.1. Modelo de Perrin de Brinchambaut	38
4. Geometría	42
4.1. Óptica sin imágenes	42
4.2. Concentrador parabólico compuesto CPC	44
4.2.1. Desarrollo del modelo geométrico	45
4.2.2. Cálculo del ángulo de aceptación	50
4.2.3. Resultados	51
4.2.4. Manufactura	54

4.3. Concentrador solar lineal Fresnel (CLF)	56
4.3.1. Desarrollo del modelo geométrico	57
4.3.2. Análisis espejos del lado izquierdo del receptor	57
4.3.3. Análisis espejos del lado derecho del receptor	61
4.3.4. Cálculo del colector secundario	62
4.3.5. Resultados	64
5. Análisis térmico	68
5.1. Desarrollo térmico para Bogotá	73
5.1.1. Desarrollo térmico del modelo cilindro parabólico compuesto	73
5.1.2. Desarrollo térmico del modelo Fresnel	82
5.2. Resultados	90
6. Aplicación industrial para una desalinizadora en la Guajira	93
6.1. Desarrollo modelo cilindro parabólico compuesto	93
6.1.1. Desarrollo del modelo térmico	93
6.2. Desarrollo modelo Fresnel	104
6.2.1. Desarrollo del modelo térmico	105
6.3. Resultados	115
7. Diseño del control de seguimiento solar	118
7.1. Sistema de transmisión de potencia	118
7.1.1. Diseño del sistema de transmisión de potencia para el modelo Fresnel	120
7.1.2. Diseño del sistema de transmisión de potencia para el modelo parabóli-	
co compuesto	122
7.2. Diseño del controlador dinámico de estados	125
8. Conclusiones	129
A. Anexo A: Cálculo del ángulo de incidencia para cada hora del día 15 de Mayo de Bogotá	136
B. Anexo B: Cálculo del ángulo de incidencia para cada hora del día 15 de Diciembre en la Guajira	138
C. Anexo C: Tabla de factores de servicio básico para máquinas	140
D. Anexo D: Tabla de selección de paso para transmisiones sincrónicas	141
E. Anexo E: Tabla de selección de paso para transmisiones sincrónicas para un paso de 8M	142
F. Anexo F: Tabla de capacidad de transmisión de correas con 8M estándar	144

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI
A	Área	m^2
D	Diámetro	m
L	Longitud	m
m	Masa	kg
\dot{m}	Flujo de masa	$\frac{kg}{s}$
Q	Calor	kJ
T	Temperatura	K
t	Tiempo	s
V	Volumen	m^3
E_{ent}	Energía que entra al sistema	J
E_{sal}	Energía que sale del sistema	J
$E_{sistema}$	Cambio en la energía interna	J
E_{gen}	Generación de calor	J
$E_{termica}$	Cambio en la energía del sistema	%
W_{neto}	Trabajo neto	J
G_{cs}	Constante solar	W
A_z	Ángulo azimuth	°
\dot{S}_s	Entropía	$\frac{J}{K}$
\dot{e}_s	Fuente solar solar	°
\dot{q}_0	Flujo de calor de salida	$\frac{W}{m^2}$
T_0	Temperatura ambiente	°
\dot{e}_0	Radiación ambiente	$\frac{W}{m^2}$
T_s	Temperatura del sol	K
\dot{q}_{xs}	Flujo de exergía	$\frac{W}{m^2}$
h	Altura solar	°
I	Radiación directa	$\frac{W}{m^2}$
D	Radiación difusa	$\frac{W}{m^2}$
G	Radiación total	$\frac{W}{m^2}$

R	Radio	m
f	Foco	m
W	Longitud de un espejo	m
L	Separación entre los espejos	cm
G_d	Componente directa de la radiación que incide sobre a tierra	$\frac{W}{m^2}$

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI
δ	Declinación solar	°
ϕ	Latitud	°
λ	Longitud	°
θ_z	Ángulo zenith	°
α_s	Altitud solar	°
β	Inclinación de una superficie	°
θ	Ángulo de incidencia	°
ϵ	Factor de emisividad	—
ω	Ángulo horario	°
φ	Ángulo reflejado	°
σ	Constante de Stefan-Boltzman	—

Subíndices

Abreviatura	Término
1.LT	Primera ley de la termodinámica
CPC	Colector cilindro parabólico compuesto
CLF	Concentrador Fresnel lineal
CAA	Calentador de agua abierto
DSG	Generación directa de vapor

Abreviaturas

Abreviatura	Término
-------------	---------

<i>IPPC</i>	Grupo intergubernamental de expertos sobre cambio climático
<i>LT</i>	Primera ley de la termodinámica
<i>CPC</i>	Colector cilindro parabólico compuesto
<i>CLF</i>	Concentrador Fresnel lineal
<i>CAA</i>	Calentador de agua abierto
<i>ICONTEC</i>	Instituto Colombiano de normas y técnicas

1. Introducción

Desde hace ya tiempo se ha venido hablando del efecto invernadero y de sus implicaciones sobre la vida en la tierra, de qué lo ha causado y como ha influenciado el desarrollo de la vida. Si bien, el efecto invernadero es necesario para la vida ya que mantiene cerca de 30° más caliente el planeta, el exceso de los "gases de efecto invernadero" perturban el equilibrio necesario atrapando demasiada energía [1]. El efecto invernadero consiste en que la superficie de la tierra se calienta como resultado de la absorción de energía solar, y componentes como el dióxido de carbono (CO_2), el metano y los óxidos de nitrógeno actúan como una sábana que mantiene el planeta caliente durante la noche. Sin embargo, el desequilibrio causado por el exceso de energía atrapada, aumenta la temperatura promedio del planeta dando lugar al calentamiento global.

El crecimiento industrial y el aumento de la población son algunos de los grandes factores que han alimentado la producción de "gases de efecto invernadero" por lo que, el uso de combustibles fósiles como el carbón, los derivados del petróleo y gas natural en las industrias de transporte, construcción y fabricación han sido motivo de estudio.

Ya desde 1995 se tenía una concentración de 360 ppm de CO_2 en la atmósfera, es decir, un 20% más que hace un siglo y para el año 2016 ya iba en 403.3 ppm marcando un aumento récord ese año por los efectos del fenómeno del niño. Este dato es de tal importancia que el aumento del más mínimo grado causa un desbalance en el ecosistema de la vida en la tierra provocando intensas tormentas, sequías, deshielo en los polos, variaciones en el suministro de agua, pérdida de flora y fauna por la incapacidad de adaptación de muchas especies, entre otros desastres naturales [2].

Esta situación ha llamado la atención de las naciones unidas que desde 1992 ha firmado acuerdos internacionales para reducir la emisión de gases de efecto invernadero. El último acuerdo fue el Acuerdo de París firmado el 22 de Abril de 2016 por 195 países, que se comprometen a promover un desarrollo con bajas emisiones de gases de efecto invernadero, a elevar las corrientes financieras a un nivel compatible con el desarrollo sostenible y mantener el aumento de la temperatura por debajo de los 2°, sin embargo, y con respecto al último punto, científicos del IPCC (grupo gubernamental de expertos sobre cambio climático), un panel compuesto por más de 150 científicos calificados en el tema, declaró que la meta de todos los gobiernos no debe superar los 1,5° ya que un aumento mayor, desencadenaría una serie de efectos irreversibles sobre la vida [3].

Sin duda la solución más efectiva para enfrentar el problema climático es mantener un consumo de energía más eficiente, destinar más tierras al cultivo de energía limpia, y la inversión

económica en proyectos que reduzcan a cero la emisión de gases de efecto invernadero. En décadas recientes las investigaciones en disciplinas como la termodinámica han contribuido a mejorar las eficiencias de conversión en energía. Este trabajo presenta el desarrollo de una de las alternativas de generación de energía limpia aprovechando la acumulación de energía en forma de calor para, en principio, disminuir la quema de combustibles fósiles en las centrales de generación de energía eléctrica, por medio de los concentradores solares.

Un sistema de concentración solar consiste en un dispositivo que realiza un seguimiento al sol y se compone de un concentrador que dirige los rayos del sol hacia un absorbedor compuesto de una tubería central de acero, una tubería exterior de vidrio, y un líquido transportador de calor que circula a través de la tubería ganando calor. El foco de este trabajo es comparar dos sistemas de colector, el cilindro parabólico y el Fresnel lineal, desarrollando el análisis geométrico y térmico de generación para finalmente realizar una aplicación industrial en dos locaciones diferentes y analizar las ventajas que ofrece cada uno de los modelos, y como su configuración geométrica puede variar la energía finalmente generada.

1.1. Planteamiento del problema

Los avances tecnológicos producidos en prácticamente los dos últimos siglos han hecho que la energía sea un recurso indispensable para el desarrollo de la vida, incrementado su demanda de forma exponencial, sin embargo, más allá del requerimiento de electricidad, es de vital importancia considerar la cadena productiva de esta.

Una de las formas de producir energía es por medio de las centrales termoeléctricas que generan energía eléctrica a partir de calor, mediante la combustión de combustibles fósiles como petróleo, gas natural o carbón, dando como resultado, la liberación de dióxido de carbono a la atmósfera. El epicentro de la combustión en este proceso es la caldera, que, por medio de la quema de combustible líquido, gas natural o sólido como el carbón, genera energía en forma de vapor. Utilizada en diversas ramas del sector industrial, la convierte en un equipo indispensable para llevar a cabo diferentes procesos. [4]

En Colombia, en el año 2012, el 67 % de la generación de energía recaía en el sector hidroeléctrico, sin embargo, la escasez hídrica ha abierto las puertas a buscar alternativas. Según el Plan de Expansión de Referencia Generación- Transmisión 2011- 2025, el sistema eléctrico colombiano requiere, un aumento de casi 60 % sobre la capacidad instalada actual, para suplir la demanda futura. Esta capacidad estará conformada por 6.088 MW generados con proyectos hídricos, 760 MW con proyectos de gas natural, 864 MW con carbón y 202 MW con combustibles líquidos. [5] Esta situación es preocupante ya que se planea la utilización de carbón mineral como combustible primario en la generación de energía. En consecuencia, la búsqueda de una alternativa para la generación de calor, y posteriormente la producción de energía, es de vital importancia para la sostenibilidad ambiental, sin dejar a un lado las demandas industriales que la tecnología requiere. Si bien Colombia tiene una po-

sición geográfica privilegiada para el aprovechamiento de la energía solar, aún falta desarrollo en infraestructura y recursos para hacerla fuente de energía primaria. Una alternativa que aprovecha el recurso solar en el sector industrial, son los concentradores solares, los cuales aprovechan la energía termoeléctrica reflejada por espejos parabólicos, para el calentamiento de agua y la generación de vapor, esta alternativa elimina la quema de combustibles fósiles, y a su vez las emisiones producidas por las calderas.

Si bien se han desarrollado diferentes modelos de los concentradores solares para mejorar su funcionamiento y eficiencia, el siguiente trabajo consiste en la comparación entre dos de estos modelos, los concentradores de canal parabólico y el concentrador lineal tipo Fresnel.

1.2. Objetivos

1.2.1. General

Realizar un estudio comparativo entre dos modelos de concentradores solares, aplicando un sistema de control adaptativo apto a nivel industrial

1.2.2. Específicos

1. Estudio del modelo matemático y termodinámico de dos modelos de concentradores lineales (de canal parabólico compuesto y tipo Fresnel) de acuerdo con las condiciones ambientales y geográficas de Bogotá
2. Diseño de un sistema de orientación mecánico del modelo que resulte adecuado a las condiciones planteadas.
3. Diseño y simulación de un control adaptativo que genere una respuesta suave para mejorar la eficiencia en la operación (posición) del modelo seleccionado.

1.3. Justificación

Colombia tiene el compromiso de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en un 20 % para el año 2030 y una responsabilidad importante con el medio ambiente por su privilegiada situación geográfica y su diversidad biológica. Sin embargo, en este momento, la generación de energía aun depende en un 63.2 % de las hidroeléctricas cuyo impacto ambiental se refleja en la pérdida de biodiversidad dañando ecosistemas como humedales, bosques, flora y fauna. Por lo tanto, es necesario reducir la dependencia de los combustibles fósiles. Por otro lado, se depende en un 32.3 % de la producción térmica que a su vez depende de combustibles fósiles. Como se puede ver, la situación actual de la generación de energía frena completamente la meta propuesta, por lo que es evidente la implementación de sistemas que reduzcan de forma drástica las emisiones de gases de efecto invernadero. Carlos W.

Thomasset, ingeniero naval con una amplia experiencia en calderas, en su libro, *Pequeño Manual del Foguista*, hace énfasis en el hecho de que, al quemar petróleo o gas natural para generar energía en forma de vapor, se está gastando un recurso, producto de millones de años de acumulación de “desechos” biológicos en la tierra y ahora en tan solo unas décadas se está consumiendo en su totalidad. Por lo tanto, es nuestro deber como futuros profesionales, aplicar los conocimientos para buscar alternativas que disminuyan el consumo masivo de los recursos no renovables. Adicional a eso, la combustión del carbón representa un problema tanto ambiental como en el tema de salud humana, ya que su explotación tiene efectos negativos en los sistemas cardiovascular, nervioso y respiratorio. Por lo tanto, el carbón es un factor determinante en los impactos sobre la salud que se prevé tendrá el calentamiento global [6]. Si bien, es muy difícil suplir en su totalidad la utilización del carbón como combustible principal, se busca generar una alternativa que aporte a la disminución de la demanda de éste y adicionalmente cumpla con las expectativas industriales. A la vez, el proyecto busca también implementar sistemas de control, los cuales resaltan ser un sistema inteligente y eficiente en la solución del problema.

1.4. Alcance

El presente trabajo busca comparar dos modelos de concentrador solar: el lineal tipo Fresnel y el parabólico compuesto, diseñados para la región de Bogotá y de Rioacha en la Guajira. El desarrollo se hizo por medio de simulaciones y modelos de ambos dispositivos utilizando herramientas computarizadas.

El trabajo propone un modelo geométrico teórico completo de ambos dispositivos, y se determina qué tipo de materiales se utilizan en su composición para realizar el análisis térmico de las regiones para cada componente, a partir de una simulación de trazado de rayos que aproxima los datos ambientales reales. Finalmente se desarrolla un controlador que varía su punto de referencia para que el sistema se adapte y genere el control necesario ante una perturbación.

Si bien, el trabajo se basa en el diseño para las regiones físicas, los desarrollos se hicieron por medio de simulaciones y aplicaciones computarizadas, lo que genera que los resultados puedan variar si los desarrollos se aplican en la realidad territorial física.

Se espera que este trabajo aporte a las regiones implicadas, alternativas de generación de energía limpia para diferentes aplicaciones que traerán desarrollo y mejoramiento en la calidad de vida de sus comunidades. Además espero que este trabajo motive otras investigaciones en el campo de la generación de energías renovables, en un momento en el que son especialmente necesarias dadas las circunstancias actuales de cambios climáticos generados por la utilización de agentes contaminantes del medio ambiente

1.5. Organización del documento

Este libro documenta el proceso de diseño y análisis de dos modelos de concentrador solar: el cilindro parabólico compuesto y el lineal tipo Fresnel. El capítulo 1 justifica la realización de este trabajo y enmarca el estado del arte de los colectores solares, desde la concepción de la idea hasta las plantas modernas instaladas hoy en día. El capítulo 2 muestra los conceptos básicos de energía y calor, además de la función de un campo de colectores solares dentro del ciclo de generación de energía de una planta termoeléctrica. El capítulo 3 introduce los conceptos básicos de la geometría solar y estudia el sol como recurso energético, además se estudia el recurso solar en Colombia como lugar de aplicación del proyecto. En el capítulo 4 se desarrolla un modelo de radiación para obtener las variables de los tipos de radiación que inciden sobre el planeta para cualquier lugar y momento del año. El capítulo 5 responde al primer objetivo, introduciendo los conceptos de la óptica sin imágenes bajo la cual operan los colectores solares, siguiendo con un análisis geométrico de ambos dispositivos teniendo en cuenta los datos de radiación para un lugar específico calculados en el capítulo anterior. El capítulo 6 desarrolla el análisis térmico de la geometría calculada, la capacidad de energía efectiva colectada en el concentrador y el cálculo de las pérdidas de calor a través del tubo envolvente y absorbedor, por medio de simulaciones de elementos finitos. El capítulo 7 se enfoca en una aplicación industrial real de una desalinizadora de agua ubicada en la Guajira, se realiza el mismo proceso de diseño y se evidencian las diferencias de acuerdo a su lugar de aplicación y las condiciones necesarias. Finalmente el capítulo 8 responde en conjunto los objetivos 2 y 3 en cuanto al desarrollo de un sistema mecánico de seguimiento solar y un modelo de control que se adapte a las condiciones y cálculos dados por el sistema para garantizar que los rayos solares incidan de forma perpendicular a lo largo de todo un día. El resultado enmarca todo un proceso de diseño basado en la aplicación deseada y el análisis termodinámico necesario para su operación. Se determina el modelo adecuado para cada caso específico de acuerdo a las características técnicas más favorables para suplir una necesidad específica.

1.6. Estado del arte

La idea de utilizar el calor producido por el sol para generar energía data de muchos siglos atrás. En el año de 1515 Leonardo Da Vinci inició un proyecto que consistía en la construcción de un concentrador de más de 5 kilómetros de diámetro a base de espejos cóncavos para la producción de vapor y calor industrial. Más adelante, en el siglo XVII, E.W. Tschirnhaus, utilizó espejos parabólicos para la fundición de materiales, lo que le permitió a Georges-Louis Leclerc construir un concentrador solar de 360 piezas con cristales de 20 cm para producir calor. Ya a finales del siglo XVII Horace de Saussure, realizó los primeros experimentos con hornos solares para la preparación de alimentos, estos serían el prototipo de los colectores solares utilizados en la calefacción y obtención de agua caliente en 1812. [7]

En el siglo XIX entra en auge la máquina de vapor y científicos de todo el mundo experimentan para convertir la energía solar en energía mecánica, a través de la energía térmica, dando a conocer a Auguste Mouchot, uno de los primeros en convertir energía solar en vapor de baja presión y hacer funcionar una máquina de vapor, demostrando que se podía obtener hielo a partir del calor concentrado del sol. Terminando el siglo, John Ericsson, en su libro “Contributions to the centennial exhibition” [2] presenta el motor de sol, que utiliza el calentamiento de aire en lugar de agua.

En los inicios del siglo XX, Frank Shauman dio a conocer el primer motor solar más económico y eficiente que su contraparte de carbón y funda la empresa “The sun company” con el fin de construir grandes centrales eléctricas, teniendo sistemas que reflejan la radiación solar sobre cajas colectoras aumentando la temperatura. Posteriormente entre 1912 y 1913 inauguró una planta solar en Egipto donde por primera vez en la historia se utilizan colectores de tipo cilindro parabólicos como se muestra en la figura 1-1, que concentraban la luz solar hacia un tubo de cristal aislado situado en el medio. [3] Su gran sueño era la construcción de una planta solar ubicada en el desierto Sahara que proporcionara energía a todo el mundo, sin embargo, dicho proyecto se vio truncado por la Primera guerra mundial y el descubrimiento del gas natural y del petróleo, lo que estancó las investigaciones de energía solar por los bajos costos del nuevo combustible.

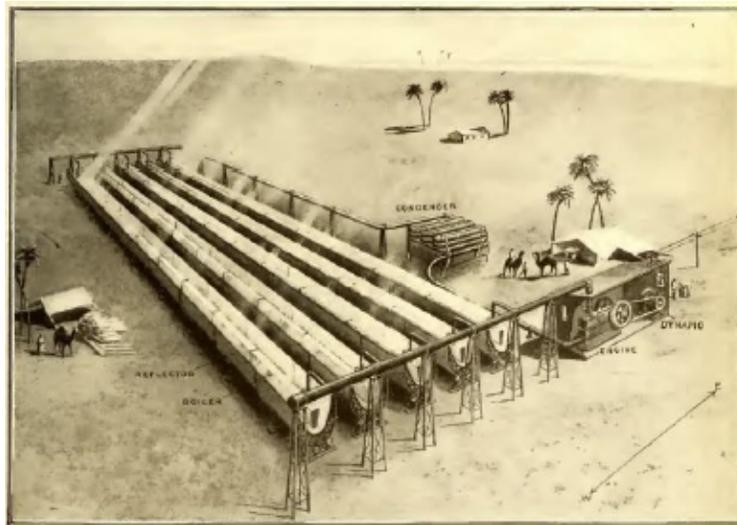


Figura 1-1.: Primera planta con colectores cilindro-parabólicos montada por Frank Shauman en Egipto

[8]

En 1955 el israelí Zvi Harry Tabor duplicó la eficiencia de los concentradores solares con el recubrimiento selectivo. [7] Posteriormente, y en menos de dos décadas Giovanni Francia, impulsa a Génova a ser “la capital solar del mundo” y en 1963 diseña y construye el primer sistema reflector lineal compacto de tipo Fresnel (CLFR por sus siglas en ingles), que previa-

mente había sido patentado en 1932 por Robert Goddard. Esta planta trae simplificaciones en cuanto a la construcción y explotación, por ejemplo, la construcción de muchos espejos planos grandes es más simple que la de un gran espejo curvo y una estructura plana protege el sistema de la exposición al viento. Otro modelo montado por Giovani en 1965, fue la primera planta de receptor central en un campo de concentración de tipo Fresnel en Italia mostrado en la figura 1-2. [9]

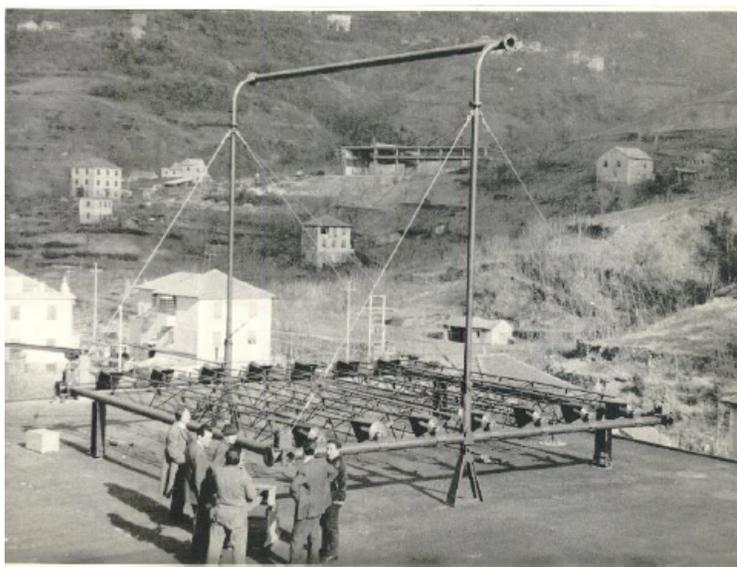


Figura 1-2.: Planta de receptor central de tipo Fresnel implementado por Giovanni Francia en Italia.

[10]

La crisis del petróleo en la década de los 70, dio lugar a la historia moderna de la tecnología termo solar [11]. A partir de este momento se identifican dos grupos de tecnologías utilizadas en las centrales termoeléctricas, ambas con el objetivo de calentar un fluido con la energía del sol, para producir el movimiento de un generador eléctrico, la primera son las chimeneas solares o torres solares y el otro son los sistemas de concentración solar. Las chimeneas solares, o torres solares, son centrales eléctricas compuestas por reflectores solares llamados heliostatos que concentran los rayos del sol hacia una torre ubicada en el centro, en la parte superior de la torre se ubica una caldera, que, al ser calentada por los rayos del sol, produce vapor que mueve una turbina. Actualmente Israel es uno de los promotores de este diseño, con la construcción de la torre más alta del mundo, 250 metros ubicada cerca la ciudad de Beerseba []. Una variante de este diseño es utilizar el aire en movimiento, que, por el calor de los reflectores, se dilata y tiende a ascender por la torre central, siendo canalizado por la chimenea en forma de un potente chorro que transfiere su energía cinética a la turbina ubicada en la base de la torre. Implementaciones de este diseño se han dado en todo el mundo, uno de ellos es un proyecto en Australia que desde 2001 trabaja con

una torre de 550 metros de altura, capaz de producir 550 MW de potencia, suficiente para abastecer a 10.000 familias [12], proyectos similares se estudian en Namibia y España. Los sistemas de concentración solar pueden ser cilindro parabólico o Fresnel lineal. Las centrales termo solares con cilindros parabólicos, se componen de filas paralelas de colectores cilindro parabólicos conectados en serie, calentando un fluido calo-portador, que puede ser aceite, el cual circula por los tubos absorbentes del colector. Este se dirige a un intercambiador de calor que genera el vapor sobrecalentado que requiere la turbina para producir energía.[13] Este modelo fue implementado por la empresa Luz Internacional Ltda. Entre 1984 y 1991 con la construcción de nueve plantas comerciales al sur de California y una capacidad de generación de 354 MW, se constituye el mayor complejo termo solar del mundo que reciben el nombre de SEGS (Solar Energy Generating System) [14]. En 2007, la empresa “Acciona” termina la construcción de una nueva planta ubicada en el desierto de Nevada con una capacidad de generación de 13 millones de KW anuales que beneficia a más de 14000 hogares. En Europa en el año 2008 comienza el funcionamiento de “Andasol 1” ubicada en Granada (España), esta planta posee un sistema de almacenamiento térmico que permite aumentar 3500 horas/año las horas de operación produciendo un total de 181GW anuales, posteriormente en 2009-2010 se inaugura Andasol 2 y Andasol 3 conformando el complejo termo solar con almacenamiento más grande del mundo. En el mismo año la empresa “Acción” inaugura la planta termo solar Albarado I-La Risca que produce al año 102 millones de KW hora y evita la emisión de 98000 toneladas de CO₂ que genera una central térmica de carbón para producir la misma cantidad, esta planta no dispone de almacenamiento térmico. También la empresa “Iberdrola” inaugura su primera planta termo solar en Puertollano (Ciudad Real, España) con una producción anual de 114,2 GW, más adelante esta empresa se convertirá en una de las grandes empresas a nivel internacional, y actualmente se sitúa a la cabeza del sector eólico mundial. También en España y tras tres años de construcción se pone en marcha la planta Extresol I que actualmente cuenta con tres plantas (Extresol 2 y Extresol 3), formando un parque termo solar que cuenta con una superficie de captación de 51000m² y un sistema de almacenamiento térmico de sales fundidas con capacidad para 7,5 horas[15]. En el mismo año, a 95 kilómetros al sur de El Cairo (Egipto) se inaugura la planta de energía Al Kuraymat, como la primera planta eléctrica híbrida en el mundo, alimentada por gas natural y energía solar. Integra un ciclo combinado con una turbina de gas y de vapor con una generación aproximada de 850 GW.

Volviendo a Europa, en Italia se inaugura la planta de energía solar térmica Archimede, que al igual que Al Kuraymat emplea un ciclo combinado con una instalación de gas y de energía solar, además utiliza sales fundidas como fluido de transferencia, esta planta representa un ahorro de 2100 toneladas equivalentes de petróleo y reduce las emisiones de dióxido de carbono en cerca de 3250 toneladas.

Los sistemas de concentración de tipo Fresnel se desarrollan principalmente en Bélgica y Australia, básicamente existen dos tipos de diseños, el concentrador lineal de Fresnel de Solarmundo (LFR) con un solo absorbedor tubular y el concentrador lineal de Fresnel compacto

(CLFR) que se compone de dos receptores lineales ubicados en torres diferentes, evitando así el efecto de la sombra. [13]

Como se mencionó anteriormente, Australia es uno de los grandes desarrolladores de este modelo ya que en el 2003 se llevo a cabo un proyecto para introducir energía renovable y combatir el cambio climático, el proyecto inicia cuando la compañía australiana Solar Heat and Power se propone reemplazar las calderas de la central térmica de carbón Liddell en el Valle Hunter de Nueva Gales del Sur. En 2007 entró en su fase final generando una potencia total de 38 MW. Unos años después, en 2011 se pone en marcha el proyecto Kogan Creek que promete la instalación de 44MW de energía solar térmica, siendo así la mayor integración de energía solar en una central de carbón en el mundo [16].

En estados Unidos, en el año 2012, la primera implementación de una planta basada en el concentrador lineal compacto tipo Fresnel (CLFR) es creada por la empresa “Ausra” en Bakersfield, California, con una capacidad de producción de 5 MW.

Siendo Bélgica también uno de los mayores impulsores de esta tecnología, la compañía Solarmundo construye el mayor prototipo lineal Fresnel operando con generación directa de vapor. Debido a su éxito se funda en Múnich la compañía “Solar Power Group” (SPG) que se dedica a la investigación y desarrollo de tecnología solar a menor costo. En 2009 en España se desarrolla la primera experiencia comercial con tecnología Fresnel por parte de “Novatec Biosol”.

1.6.1. Antecedentes en Colombia

En Colombia los primeros pasos que se dieron hacia la utilización de la energía solar fueron en la década de los 50, cuando en Santa Marta se instalaron calentadores solares en las casas de los trabajadores de las bananeras. Una década más tarde, en los años sesenta, se extendió la propuesta y la Universidad Industrial de Santander implementa calentadores solares de origen israelí con fines académicos. [17]

Posteriormente y en medio de la crisis del petróleo de 1973, diferentes universidades del país como la Universidad de los Andes y la Universidad Nacional entre otras, estudian nuevos diseños de calentadores para el uso doméstico, estos desarrollos fueron de máximo reconocimiento cuando a mediados de los ochenta se implementa en urbanizaciones en Medellín y Bogotá, donde se instalaron miles de calentadores diseñados y producidos por el Centro Las Gaviotas. Esto abrió una brecha económica en cuanto a la comercialización de calentadores solares, surgiendo varias compañías en Bogotá, Medellín y Manizales.

Hacia finales de la década de los ochenta se crea el Programa Especial de Energía de la Costa Atlántica (PESENCA) que introduce los calentadores solares y se funda un centro de desarrollo en Turipaná (Córdoba) con el fin de realizar pruebas y ensayos para el mejoramiento de la eficiencia de este sistema dando origen a la normativa establecida por el ICONTEC (Instituto Colombiano de Normas y Técnicas) que rige el desarrollo e implementación de calentadores solares en Colombia.[18]

Si bien para esta época era más económico la adquisición de un calentador solar que uno eléctrico, de acuerdo con el análisis del antiguo Banco Nacional Hipotecario, la introducción del gas natural desplazó por completo la creciente industria desde mediados de los noventa, hasta la crisis energética que soportó el país en el 2014, lo que generó un llamado de atención al gobierno para adoptar nuevas medidas de prevención y normatividad enmarcadas en la Ley 1715 de 2014, donde se establecen estímulos para los empresarios que constituyan compañías que generen energía a partir de energías renovables o haciendo uso de las mismas.[19].

Actualmente en Colombia la potencia total instalada para la generación eléctrica tiene un alto componente hidroeléctrico: 63.2% hidroeléctrica, 32.3% térmica, de los cuales 63% es con gas natural, 22% con carbón y 15% con combustibles líquidos. El componente térmico corresponde a 4362 MW producido principalmente con gas natural, carbón y ACPM [20]. Análisis realizados por la Unidad de protección minero-energética, muestran que entre el 2015 y el 2050 el consumo de energía en Colombia podría aumentar un 200%. Si bien el país está tomando medidas de motivación al desarrollo e investigación, aún falta un largo camino por recorrer, camino que países hermanos de América Latina como Chile y Argentina ya iniciaron. Durante la Conferencia de las Partes de la Convención de Naciones Unidas sobre Cambio Climático, donde por primera vez se establecen obligaciones para todos los países respecto a reducir sus emisiones de gases de efecto invernadero, Colombia se comprometió a reducirlas en un 20% para el año 2030. Y esto claramente representa un reto que debe ser abordado desde el desarrollo e implementación de las nuevas tecnologías relacionadas con la energía termo solar, con el fin de reducir la dependencia a la producción hidroeléctrica cuya afectación medioambiental es superior.

2. El sol y la energía

El sol es una fuente de energía muy eficiente e indispensable en la tierra, ya sea de forma directa o indirecta. Por ejemplo, la luz y el calor del sol impulsan la vida vegetal por medio de la fotosíntesis, además, la mayoría de formas de vida microscópicas sobreviven mediante la energía solar.

Asimismo, la energía solar, siendo una fuente de recurso inagotable de la naturaleza, tiene el potencial de enfrentar los desafíos a los que actualmente está sometido el mundo en cuanto a clima y sostenibilidad energética. Por lo tanto, hay muchas razones para promover su participación en el mercado de la energía. Existen diferentes formas de captación de la energía proveniente del sol, cada una con el fin específico de aprovechar la mayor cantidad de energía incidente, por lo tanto, es importante conocer de qué forma incide dicha energía sobre el punto de estudio y como varía a lo largo de un año solar.

2.1. Energía térmica

Se conoce el término “energía” como la capacidad de un cuerpo para realizar trabajo. La energía tiene la propiedad de cambiar de forma pero no puede destruirse ni crearse, definiendo así el principio de conservación de la energía y la primera ley de la termodinámica. Ahora bien, la energía puede estar almacenada o contenida en un sistema, consideradas como formas estáticas de la energía, estas se relacionan con la estructura y el grado de actividad a nivel molecular. Por otro lado, las formas de energía que no son almacenadas en el sistema se conocen como formas dinámicas de energía o interacciones de energía y pueden ser identificadas en el momento en que cruzan una frontera ganando o cediendo energía durante el proceso [21].

En un sistema cerrado únicamente se cuenta con la transferencia de calor y el trabajo como formas de energía dinámica. El calor se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas debido a una diferencia de temperatura dada desde el cuerpo de mayor temperatura hacia el cuerpo de menor temperatura, hasta alcanzar el equilibrio térmico, es decir, que ambos cuerpos se encuentren a la misma temperatura, por lo tanto, se puede definir la energía térmica, como aquella energía liberada en forma de calor. Por otro lado, si la energía que cruza la frontera de un sistema no es calor, debe ser trabajo, que se define como la transferencia de energía relacionada con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia, este también puede ser trabajo eléctrico [1].

La primera ley de la termodinámica relaciona las diversas formas de interacción de energía, y enuncia que en un proceso en el que no existe un intercambio de calor, o proceso adiabático, el cambio de energía total es igual al trabajo neto realizado. Esto puede ser expresado así: [1]

$$\underbrace{E_{ent} - E_{sal}}_{\text{Transferencia neta de energía}} = \underbrace{E_{sistema}}_{\text{Cambio en la energía interna}} \quad (2-1)$$

En el enfoque de la transferencia de calor, se define un balance de calor como:

$$\underbrace{Q_{ent} - Q_{sal}}_{\text{Transferencia neta de calor}} + \underbrace{E_{gen}}_{\text{Generación de calor}} = \underbrace{E_{termica}}_{\text{Cambio en la energía del sistema}} \quad (2-2)$$

Si bien la primera ley de la termodinámica no restringe la dirección en que se lleva a cabo un proceso, no significa que cumplirla haga efectivo el proceso. La segunda ley de la termodinámica indica que además de cantidad, la energía tiene calidad, factor importante para el desarrollo de aplicaciones en ingeniería. Por ejemplo, en el funcionamiento de los colectores solares, una mayor energía a alta temperatura se puede convertir en trabajo, contando con una calidad mayor que esa misma energía a menor temperatura.

2.2. Ciclo térmico de generación

Las tecnologías de concentración solar generadoras de potencia funcionan a través de un ciclo termodinámico que no difiere mucho de las plantas convencionales de producción de potencia. La diferencia radica en la forma de obtener la energía en forma de calor por medio de la radiación solar, contrario a las plantas convencionales que generan energía por medio de carbón, gas, combustible o biomasa. [22]

El ciclo de potencia que convierte calor en trabajo, bajo el cual funcionan las centrales térmicas de vapor, es el ciclo de Rankine. Este ciclo maneja el agua como fluido de trabajo y el cambio entre el estado líquido y el estado gaseoso (aunque existen aplicaciones con otros fluidos de trabajo como los ciclos de Rankine orgánicos) [23]. La Figura 2-1 describe el ciclo de Rankine simple.

1. En su primer estado el agua entra a la bomba como líquido saturado, es decir que se encuentra a punto de evaporación, y se condensa con una entropía constante (compresión isentrópica) hasta la presión de operación de la caldera.
2. En su segundo estado, el agua entra a la caldera como líquido comprimido, es decir, que está sometido a una presión mayor a la de punto de equilibrio del líquido, y sale como vapor sobrecalentado, en otros términos, que se encuentra a una temperatura mayor a la de equilibrio. En este proceso la caldera actúa como un gran intercambiador de calor

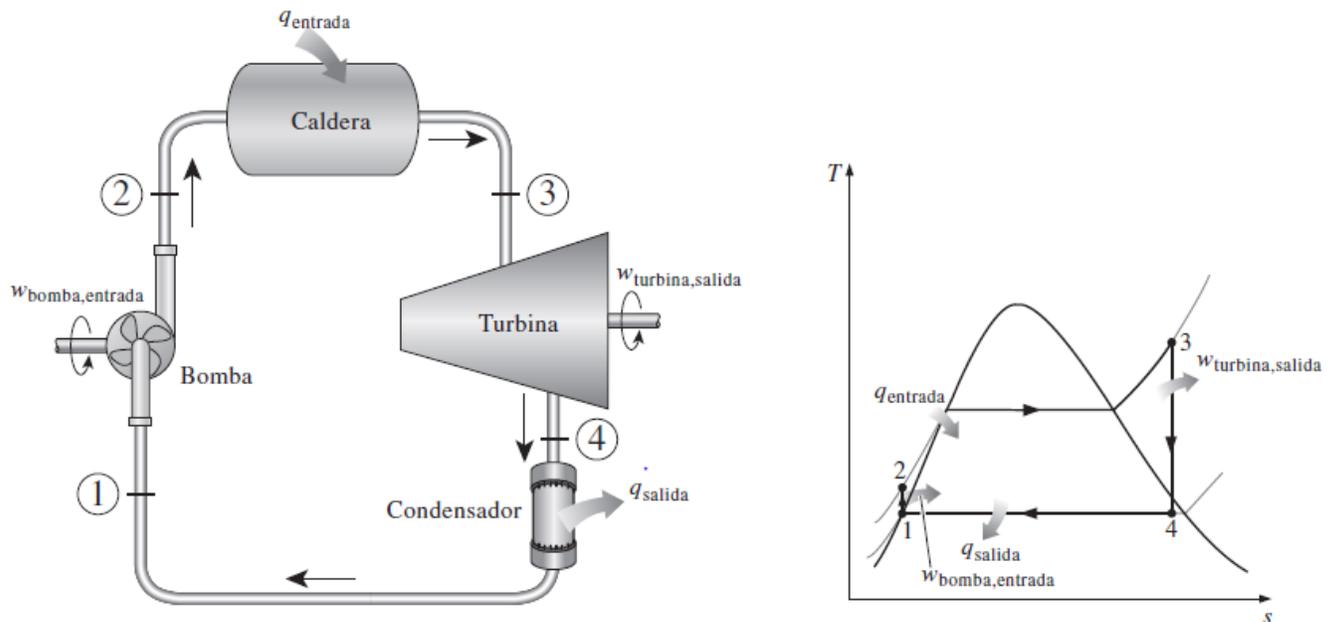


Figura 2-1.: Ciclo de Rankine simple
[21]

donde el calor se origina en los gases de combustión y se transfiere al agua a presión constante.

3. El vapor sobrecalentado resultante de la caldera entra a la turbina en donde se expande isentrópicamente (entropía constante), haciendo girar el eje conectado a un generador eléctrico, produciendo energía. En el estado cuatro, los valores de presión y temperatura del vapor disminuyen, y entra al condensador, en este punto el vapor es húmedo de alta calidad, y se condensa a presión constante rechazando el calor hacia el medio, saliendo del condensador como líquido saturado para volver a entrar a la bomba y completar el ciclo.

Una central termo solar se compone de un conjunto de concentradores ubicados en un terreno adecuado para captar la mejor porción de radiación solar, que es dirigida hacia un receptor. El receptor utiliza un fluido térmico que circula por el campo de concentradores solares, este fluido es calentado por los rayos del sol reflejados almacenando energía térmica. Continuando con el ciclo, el fluido pasa a un intercambiador de calor cerrado, donde entrega la energía térmica al agua que circula por este, produciendo vapor sobrecalentado que circula por una turbina de vapor y al expandirse, transforma la energía térmica en trabajo mecánico completando el ciclo, este esquema se muestra en la figura 2-2. [24]

En una máquina térmica, no todo el calor se convierte en trabajo, por lo tanto, la fracción de calor que se aprovecha en trabajo neto es la eficiencia térmica. En el ciclo de Rankine la

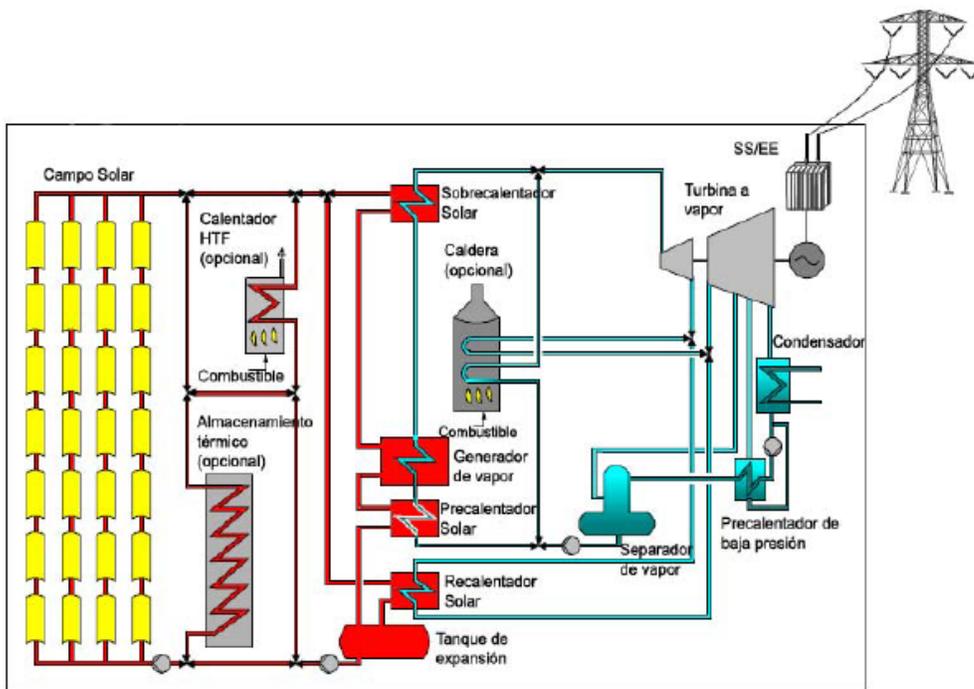


Figura 2-2.: Planta termo solar con ciclo Rankine

[24]

eficiencia térmica está dada por la ecuación 2-3:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{Q_{entrada}} = 1 - \frac{Q_{salida}}{Q_{entrada}} \quad (2-3)$$

La ecuación 2-3 supone que para obtener una eficiencia del 100 % todo el calor que ingresa se convierte en trabajo neto, sin embargo, y según el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica, para que una central eléctrica opere, el fluido de trabajo debe intercambiar calor con el ambiente, es decir, que es imposible que recibiendo calor de un solo depósito se produzca una cantidad neta de trabajo.

Por lo tanto, factores como la fricción del fluido, que para compensar las caídas de presión se requiere de una bomba de agua más grande aumentando la entrada de trabajo por el incremento de la presión del bombeo, y la pérdida del calor hacia el ambiente, que se compensa con una transferencia mayor de calor hacia el vapor de la caldera, disminuyen la eficiencia del ciclo. Sin embargo, la idea básica para aumentar la eficiencia en el ciclo de Rankine, es aumentar la temperatura promedio del fluido durante la adición de calor y lo más baja posible durante el rechazo de calor [23].

Como se mencionó anteriormente, los concentradores solares sustituyen a la caldera para obtener el vapor sobrecalentado. Una de las formas de aumentar la eficiencia térmica del ciclo de Rankine es, por lo tanto, aumentar la temperatura promedio en que el calor es transferido hacia el vapor sin alterar la presión. El efecto inmediato en el ciclo se muestra en la figura **2-3** en donde el área sombreada representa el aumento de trabajo neto, aumentando así mismo la entrada de calor, además se aumenta la calidad del vapor por la disminución de humedad a la salida de la turbina. [25]

Con el fin de aumentar la temperatura del líquido que sale de la bomba antes de que entre a la caldera, se utiliza el proceso de regeneración que utiliza un intercambiador de calor a contra flujo integrado a la turbina. En la práctica, el proceso consiste en pre calentar el agua de alimentación antes de que esta entre a la caldera extrayendo vapor de la turbina en diversos puntos y suministrándola a un calentador de agua de alimentación (CAA) que funciona como intercambiador de calor.

El vapor que entra la turbina, a presión de la caldera, se expande isentrópicamente (a entropía constante) hasta una presión determinada y es extraída una fracción para ser enviada al calentador de agua de alimentación, mientras que el vapor en la turbina se expande hasta alcanzar la presión del condensador, saliendo como líquido saturado. Esta agua condensada entra a una bomba isentrópica y se comprime hasta alcanzar la presión del calentador de agua de alimentación, en donde se envía para mezclarse con el vapor extraído anteriormente. Una segunda bomba eleva la presión del agua hasta la presión de la caldera, completando el ciclo con el calentamiento del agua hasta el estado de entrada a la turbina, el ciclo del proceso se muestra en el diagrama de la Figura **2-4**. [26]

Actualmente se estudia una alternativa al ciclo de Rankine con un campo de colectores solares y es la generación directa de vapor (DSG) en los propios tubos absorbedores del

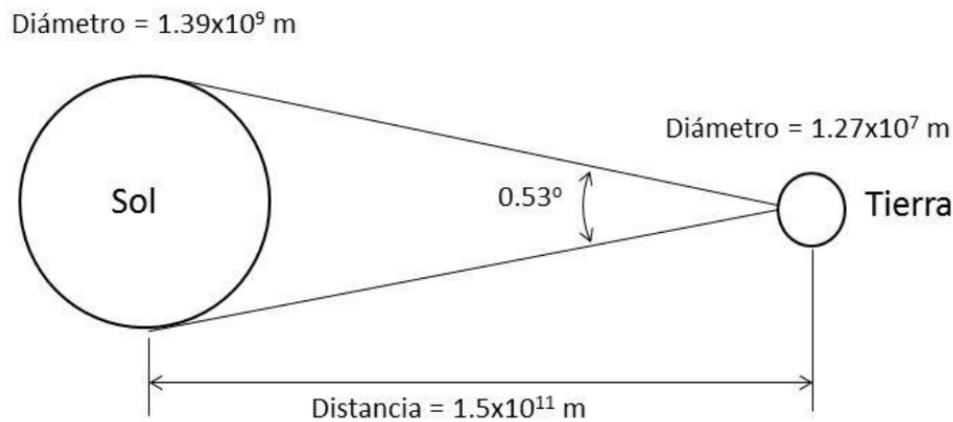


Figura 2-5.: Geometría sol y tierra
[28]

concentrador. Su atractivo está en que la temperatura media de operación del colector es inferior a la temperatura del vapor de salida, esta opción elimina el uso de aceite térmico en todo el proceso. [27]

2.3. El sol

El sol es la estrella del sistema solar, es una esfera de $1,4 \times 10^6 \text{ Km}$ de diámetro y se encuentra a $1,5 \times 10^{11} \text{ m}$ de la tierra. Su temperatura superficial es de aproximadamente 6000 K, y su temperatura interna se estima en varios millones de grados, por lo tanto, podría comportarse como un cuerpo negro ya que toda la energía incidente desde el exterior es absorbida y toda la energía proveniente del interior es emitida. Entre el núcleo y la superficie ocurren varias reacciones de fusión como fenómenos de convección y radiación en orden de rayos gamma y X, por lo tanto, la energía proveniente del sol se genera en el núcleo en un proceso de fusión termonuclear en el cual el hidrógeno se transforma en helio. Esta energía es de $3,8 \times 10^{20} \text{ MW}$ y es radiada hacia todas las direcciones en el espacio como ondas electromagnéticas y plasma, y su intensidad disminuye con el cuadrado de la distancia. Como consecuencia, la tierra recibe un equivalente de $1,7 \times 10^{14} \text{ kW}$, es decir, la intensidad de energía recibida fuera de la atmósfera por una superficie perpendicular a la propagación de la radiación es de aproximadamente 1367 W/m^2 y es definida como la constante solar (G_{cs}). Como se observa en la figura 2-5, desde la tierra el disco del sol forma un cono con ángulo de $0,53^\circ$. Esta característica es importante ya que el sol no puede ser tomado como una fuente puntual sobre el colector. [28]

La tierra realiza un movimiento de rotación al rededor de un eje imaginario llamado eje polar que con respecto al plano de traslación alrededor del sol, tiene una inclinación de

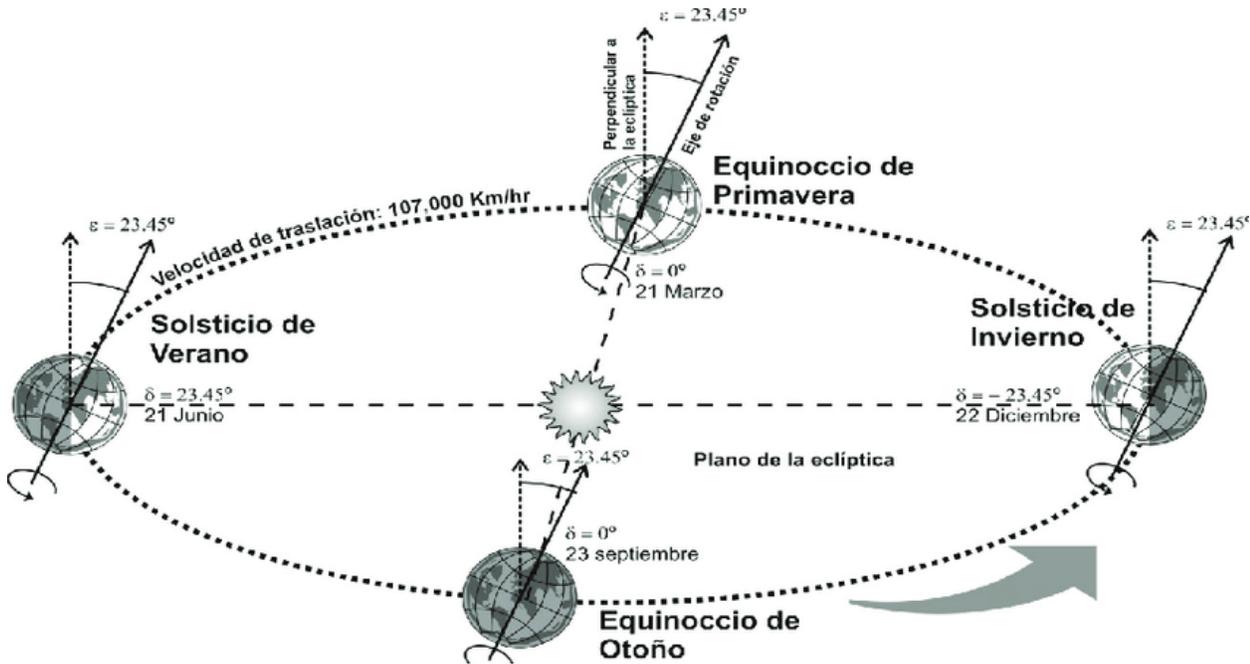


Figura 2-6.: Declinación sol
[29]

aproximadamente $23,5^\circ$ y el ángulo que se forma entre el plano ecuatorial de la tierra y la línea tierra-sol, se denomina la declinación solar (δ). Como se puede ver en la figura 2-6, este ángulo define los equinoccios de primavera y de otoño, que indican que el sol se encuentra en el punto más alto en el cielo con relación a un observador, denominado el cenit, en otras palabras, el paralelo de declinación del sol y el ecuador celeste coinciden; y los solsticios suceden cuando el sol alcanza su máxima declinación norte o sur con respecto al ecuador. [29]

2.4. Geometría solar

La energía que proviene del sol se denomina radiación solar y la magnitud que lo mide hasta alcanzar la tierra es la irradiación. Es posible definir la posición del sol en el cielo por medio de la geometría solar que comprende las coordenadas celestes ecuatoriales y las coordenadas celestes horizontales.

Para definir la posición de un observador en la superficie de la tierra se deben definir los ángulos de medida de longitud y latitud como se muestra en la figura 2-7:

- Latitud (ϕ): Ubicación angular hacia el norte ($\geq 90^\circ$) o hacia el sur ($\leq 90^\circ$).
- Longitud (λ): Distancia angular entre el meridiano base y el punto seleccionado medido

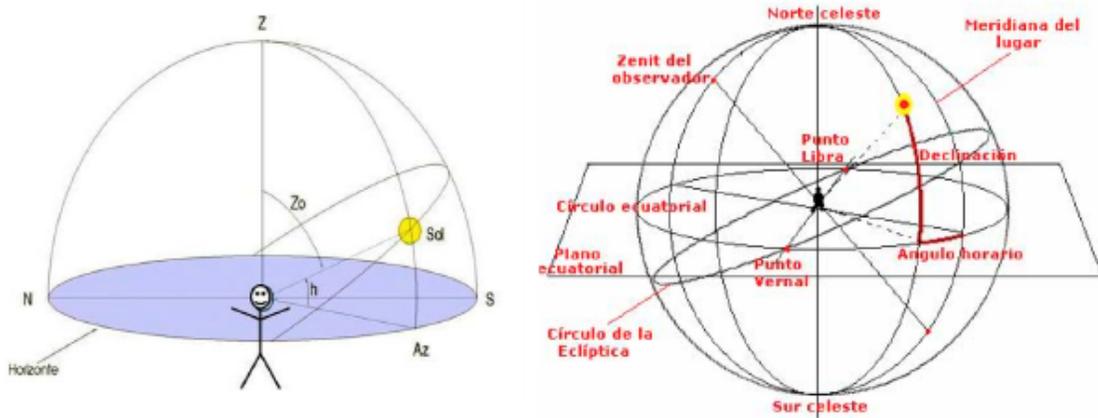


Figura 2-7.: Ángulos solares
[30]

a lo largo del paralelo al que pertenece. Tiene valores positivos hacia el este (180°) y negativo hacia el oeste (-180°).

- Declinación solar (δ): Define la posición angular del sol en el medio día solar con respecto a la línea del ecuador, es decir, indica qué tan alejado se encuentra el sol hacia norte ($23,45^\circ$) o sur ($-23,45^\circ$) del ecuador y se calcula con la ecuación 2-4, donde n es el número del día del año:

$$\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (2-4)$$

- Ángulo de azimuth (Az): Corresponde a la distancia angular medida desde el sur del lugar del observador y la proyección sobre el horizonte del meridiano del sol que pasa por el zenit. Se mide de este (-180°) a oeste (180°).
- Ángulo Zenith (θ_z Z_0): Es el ángulo que se forma entre la vertical y la línea del sol, es decir, es el ángulo de incidencia sobre una superficie horizontal.
- Ángulo de altitud solar (α_s , S): Ángulo entre la horizontal y al línea del sol, es el complemento del ángulo zenith.

2.4.1. Geometría sobre una superficie inclinada

Los sistemas de captación de energía solar, como es el caso del colector solar, utilizan un sistema de seguimiento del sol, para así, maximizar el rayo de incidencia sobre la superficie.

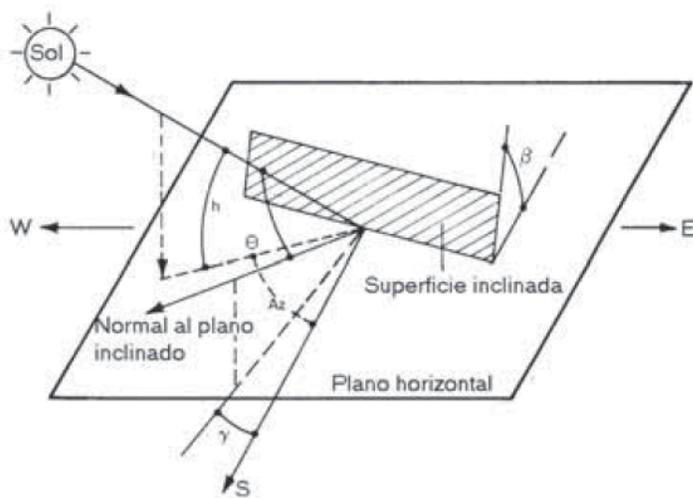


Figura 2-8.: Haz de radiación sobre una superficie inclinada
[29]

Como se puede ver en la figura 2-8, para estudiar el haz de radiación sobre una superficie inclinada se deben tener en cuenta ángulos adicionales como son:

- Inclinación de la superficie (β): Ángulo entre la superficie inclinada y la horizontal del plano terrestre.
- Ángulo azimuth de la superficie (γ): Desviación del eje del plano de la superficie a partir del sur geográfico.
- Ángulo de incidencia (θ): ángulo entre el haz de radiación sobre una superficie y la normal de esa superficie.

Por lo tanto, la ecuación que describe el ángulo de incidencia (θ) de la radiación sobre una superficie inclinada es: [31]

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \sin(\delta) \sin(\phi) \cos(\beta) - \sin(\delta) \cos(\phi) \sin(\beta) \cos(\gamma) \\ & + \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\beta) \cos(\omega) + \cos(\delta) \sin(\phi) \sin(\beta) \cos(\gamma) \cos(\omega) \\ & + \cos(\delta) \sin(\beta) \sin(\gamma) \sin(\omega) \end{aligned} \quad (2-5)$$

Se debe tener en cuenta que la ecuación 2-5 se puede simplificar de acuerdo al hemisferio del planeta y de la orientación respecto a este; en el cual se ubique la superficie inclinada. Además, en el caso en que la inclinación (θ) exceda los (90°) indica que el sol se encuentra más allá de la superficie colectora, es decir, que se encuentra fuera del campo visual entre la salida y la puesta del sol [28].

2.5. Recurso solar en Colombia

En Colombia el programa de investigación solar empezó en el año de 1965 cuando se realizó en convenio UNESCO - UIS, con el que se inició el estudio de las bases para el diseño de calentadores y destiladores solares.

Actualmente en Colombia se cuenta con diferentes tipos de estaciones meteorológicas encargadas de medir la radiación, el brillo solar, la humedad y la temperatura. Si bien el IDEAM es la entidad oficial encargada de estas mediciones, y que además cuenta con la red más extensa y de mayor cobertura del país, existen otras entidades con redes más pequeñas y de carácter regional como cenicafe, cenicaña, fedearroz, entre otros. Lastimosamente, muchos de los sensores y puestos de captación de información se encuentran ubicados en zonas que presentan diferentes tipos de violencia, dificultando la continua obtención de datos y llegando a perder años de información [29].

La figura **2-9** muestra la instalación de los sensores en todo el territorio colombiano desde el año 2005 en estaciones automáticas satelitales (piranómetros) y son los que actualmente funcionan. A diferencia de los actinógrafos, que son los sensores que anteriormente funcionaban en las instalaciones convencionales, los piranómetros, tienen una frecuencia de lectura de minutos y agregan la información a nivel horario.

Para evaluar el potencial de la energía solar en una región en particular, el parámetro más importante es la irradiación que recibe esta región, y corresponde a la suma de las componentes directa y difusa de la radiación. Debido a la posición de la tierra respecto al sol y al movimiento que esta realiza, no todos los puntos de la tierra reciben la misma cantidad de radiación solar durante todo el año. La media global se encuentra en $4,0kWh/m^2$. Los valores máximos se encuentran en donde los rayos llegan de forma más perpendicular, es decir entre los (15°) y (30°) de latitud. En Colombia los valores de irradiación oscilan entre 5.6 y $6.6 kWh/m^2$ por día [30].

Con el fin de evaluar la región más adecuada para la instalación de una central solar es importante el conocimiento de la distribución espacial y temporal del potencial energético solar. La última versión del atlas de radiación solar en Colombia muestra el mapa de la figura **2-10** que presenta el promedio multianual de la irradiación global recibida sobre el país junto con los histogramas de las ciudades más importantes. Sobresalen la región caribe, orinoquía y los valles interandinos con una intensidad de radiación superior a los $4,5kWh/m^2$ por día, siendo los promedios más altos y llegando a superar los $5,5kWh/m^2$ por día en sectores del centro y norte de la Guajira. Por el otro lado, el occidente de la amazonía, la región pacífica y algunas zonas entre las cordilleras presentan los promedios más bajos del país con una radiación inferior al $3,5kWh/m^2$ por día.

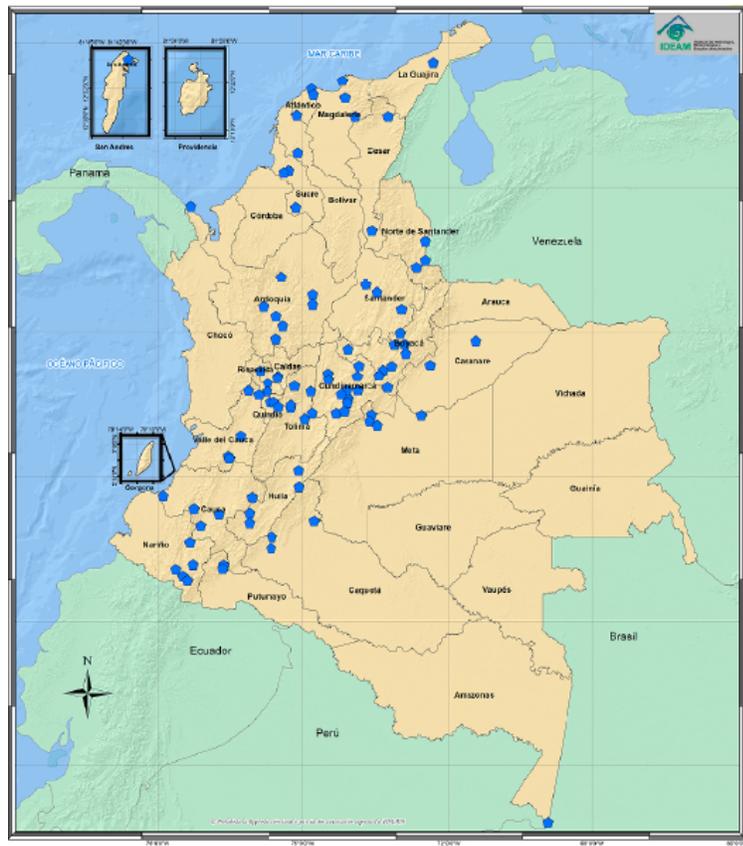


Figura 2-9.: Ubicación de sensores de radiación en Colombia
[30]

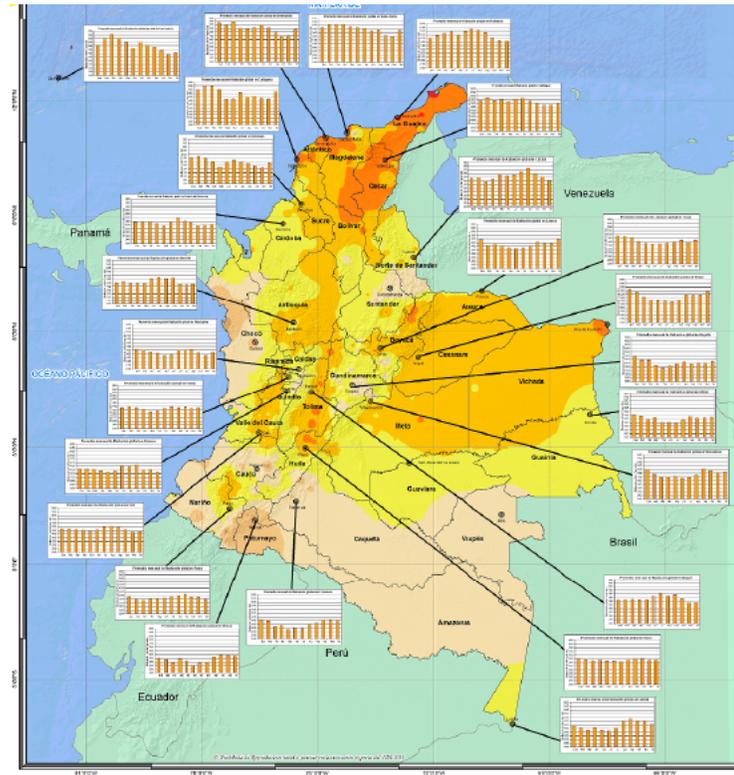


Figura 2-10.: Promedio anual de la irradiación en Colombia
[30]

El atlas de radiación solar en Colombia muestra los promedios mensuales de la irradiación sobre el país a lo largo de un año. Ya que el desarrollo de este trabajo se tiene propuesto para la región andina únicamente se evaluará esta zona. A lo largo de toda la región se muestra un comportamiento con dos periodos de alta irradiación en los meses de enero, febrero, julio y agosto, y dos periodos de baja irradiación en los meses de abril, mayo, octubre y noviembre.

3. Radiación

La radiación solar es la energía emitida por el sol y es propagada en todas las direcciones del espacio por medio de ondas electromagnéticas como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de átomos o moléculas. Se genera en el núcleo del sol por medio de la fusión nuclear y es emitida por la superficie solar. A diferencia de los otros métodos de transferencia de calor, la radiación no requiere de un medio, se lleva a cabo a la velocidad de la luz y no presenta atenuaciones en el vacío, es así como la radiación llega a la tierra desde el sol después de pasar por un medio más frío que ambos. En 1984 James Maxwell postuló la radiación electromagnética generada cuando las corrientes eléctricas cambiantes dan lugar a campos electromagnéticos. Esta radiación abarca una amplia gama de longitudes de onda lo que da lugar al espectro electromagnético mostrado en la figura 3-1.

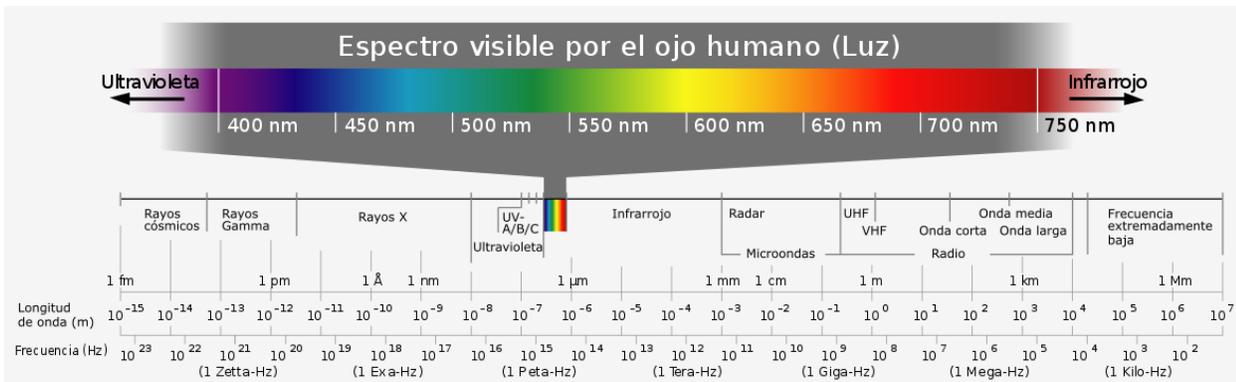


Figura 3-1.: Espectro de ondas electromagnéticas [32]

Como mecanismo de transferencia de calor se estudia la radiación térmica que se extiende desde los 0.1 hasta los 100 μm , por lo tanto, incluye toda la radiación visible e infrarroja y parte de la radiación ultravioleta, de acuerdo a la figura 3-1. La radiación térmica es emitida como resultado de las transiciones energéticas de las moléculas, los átomos y los electrones de una sustancia, por lo tanto, todo cuerpo que se encuentre por encima del cero absoluto de temperatura emite radiación térmica. Cuando la radiación solar atraviesa la atmósfera sufre una atenuación considerable debido a la absorción y dispersión. El ozono absorbe casi por completo la radiación ultravioleta en las longitudes de onda por debajo de los 0.3 μm . Como resultado de estas pérdidas, la energía que llega a la superficie de la tierra está alrededor

de $950W/m^2$ con una longitud de onda entre 0.3 a $2.5 \mu m$. Otro mecanismo que atenúa la radiación en longitudes de onda cortas, de colores azul o violeta, es la dispersión por medio de las moléculas de oxígeno y nitrógeno, esto es lo que produce el color característico del cielo durante el día y los atardeceres y anocheceres[21].

Por lo tanto se puede dividir la energía solar que llega a la tierra en componentes directa y difusa como lo muestra la figura 3-2. La parte de la energía solar que llega a la tierra sin ser dispersada ni absorbida es la radiación solar directa, y la parte que es dispersada y absorbida por medio de nubosidad o smog, es la radiación solar difusa.

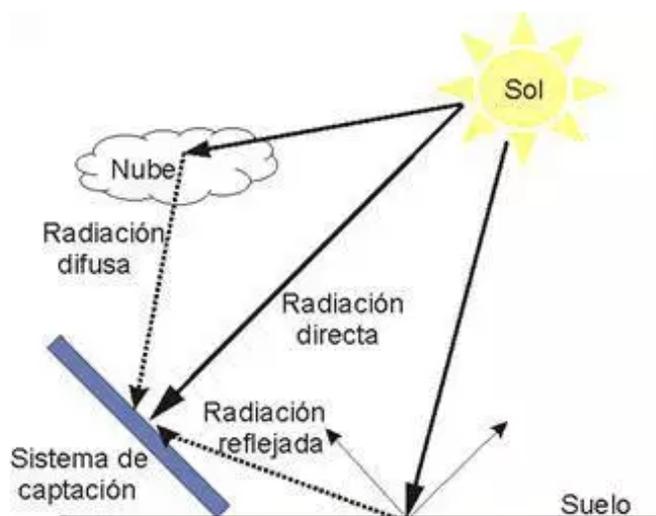


Figura 3-2.: Componentes de la radiación que llega a la tierra [33]

El recurso energético solar que fluye hacia y desde la tierra y la atmósfera es equivalente a cerca de 160 veces la energía de las reservas mundiales de energía fósil, según la última versión del atlas de radiación solar de Colombia [30]. Esta disponibilidad energética solar depende directamente de la localización geográfica de un punto en la tierra (latitud, longitud, altura), además de los factores astrológicos como la época del año y la duración de un día determinado, estos factores pueden ser determinados con mayor o menor exactitud para evaluar el recurso energético disponible. A continuación se desarrolla un modelo que permite obtener estos datos de forma estadística y precisa para obtener un diseño óptimo a las condiciones ambientales del punto seleccionado.

3.1. Modelos de radiación

Para la región de Bogotá es especialmente difícil obtener mediciones completas de radiación solar. Se cuenta con el laboratorio de la Universidad Francisco José de Caldas que tiene un

equipo de medición que se compone de un Piranómetro y un Pirheliómetro Eppley. Por otro lado, con el fin de obtener una base de datos más precisa se recogió información de la central meteorológica ubicada en el campus de la Universidad Militar Nueva Granada en Cajicá. Sin embargo, obtener estos datos es costoso y difícil, por lo tanto, se desarrollan modelos matemáticos y estadísticos para obtener una aproximación más o menos exacta del recurso solar para un día determinado del año. En la revisión de la literatura se encontró que Miller [34] desarrolló un método que estima la radiación solar basándose en datos de horas de brillo solar. Allen [?] propuso el modelo Angström modificado que relaciona la radiación solar con la radiación extraterrestre y la duración relativa de la insolación.

Cuando se va a desarrollar un modelo para determinar la cantidad de energía solar que llega a la tierra en un periodo de tiempo, se realiza en base en la exergía o energía disponible, ya que la verdadera información que se requiere del modelo es el potencial de trabajo de la fuente de energía, es decir, la cantidad de energía que se puede extraer como trabajo útil. [21]. Un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente, es decir, el estado muerto. Esto representa el potencial de trabajo útil. Por lo tanto, la exergía representa el límite superior en la cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar ninguna ley de la termodinámica: es una propiedad de la combinación entre el sistema y el ambiente, no sólo del sistema. Para determinar la exergía que llega a la tierra en un determinado instante de tiempo los modelos parten de considerar un esquema de una máquina térmica cíclica como se muestra en la figura **3-3**. Esta máquina produce un trabajo máximo por unidad de tiempo \dot{W}_{max} obtenido de la fuente solar \dot{e}_s , rechazando un flujo de calor \dot{q}_0 a una temperatura T_0 y de acuerdo como lo estudian los diferentes modelos, la máquina puede emitir radiación al exterior \dot{e}_0 [35].

A continuación se describen diferentes modelos para determinar la radiación en un periodo específico:

- Modelo de Jeter

Este modelo asume que la máquina térmica opera sin emisión de energía por radiación y que el flujo de energía solar es transferido a la máquina por interacción térmica. Por lo tanto el balance de entropía se puede describir como: [36]

$$\dot{S}_s - \left(\frac{\dot{q}_0}{T_0} \right) = 0 \quad (3-1)$$

Y por tanto el flujo de exergía de la radiación solar está dado por:

$$\dot{e}_{xs} = \dot{W}_{max} = \dot{e}_s \left(\frac{1 - T_0}{T_s} \right) \quad (3-2)$$

En donde T_s corresponde a la temperatura del sol

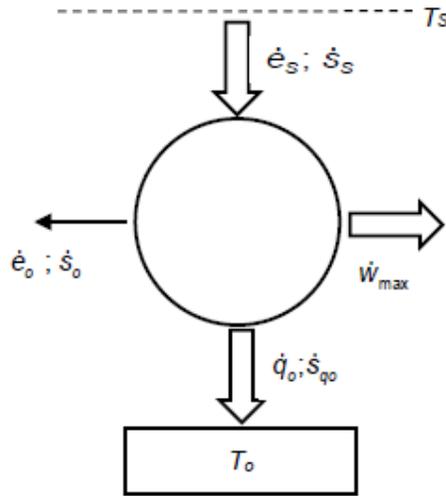


Figura 3-3.: Esquema de máquina térmica cíclica [35]

- Modelo de Spanner

Al igual que el modelo de Jeter se asume que la máquina térmica opera sin emisión de energía por radiación, pero la energía solar que llega a la máquina es considerada un flujo de radiación del cuerpo negro, por lo tanto, el modelo de Spanner se puede definir como:

$$\dot{e}_{xs} = \dot{W}_{max} = \dot{e}_s \left(-\frac{4T_o}{3T_s} \right) \quad (3-3)$$

- Modelo de Petela

Al igual que el modelo de Spanner se asume que la energía solar alcanza el sistema por un flujo de radiación. Además asume que el sistema emite energía radiante a temperatura ambiente. Por lo tanto el modelo de Petela se define como:

$$\dot{e}_{xs} = \dot{W}_{max} = \sigma T_s^4 \left(-\frac{4T_o}{3T_s} + \frac{T_o^4}{3T_s^4} \right) \quad (3-4)$$

Si bien todos estos modelos parten de la misma base que es el funcionamiento de una máquina térmica cíclica, no consideran los efectos de dispersión y disipación

- Modelo de Pons

El modelo de Pons considera la diferencia entre la radiación del cuerpo negro y la radiación de cuerpo negro diluida, es decir, la diferencia entre la entropía transportada.

La radiación que llega a la superficie de la tierra no es válida compararla con la de un cuerpo negro debido a las pérdidas que sufre en el paso por la atmósfera y que es

parcialmente absorbida y difractada de acuerdo a su longitud de onda, dando lugar a variaciones como la radiación directa y difusa.

Teniendo en cuenta estos efectos de dispersión y disipación el modelo introduce un factor de emisividad ε .

El flujo de energía está dado por:

$$\dot{e}_s = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (3-5)$$

Y el flujo de entropía específica está dado por:

$$\dot{S}_s = \frac{4}{3} \chi(\varepsilon) \frac{\dot{e}}{T_s} \quad (3-6)$$

Donde la función $\chi(\varepsilon)$ está dada por:

$$\chi(\varepsilon) = \frac{45}{4\pi^4 \varepsilon} \int_0^\infty x^2 [F(1+f)'F(f)] dx \quad (3-7)$$

Esta función, es llamada el factor de corrección en donde x representa la frecuencia adimensional y f el número medio de ocupación de esa frecuencia.

3.1.1. Modelo de Perrin de Brinchambaut

Al igual que el modelo de Pons, el modelo que presenta Perrin de Brinchambaut determina la radiación directa y difusa que llega a un plano paralelo al suelo terrestre, sin embargo, presenta una metodología más simplificada partiendo de constantes empíricas que dependen directamente de las condiciones atmosféricas y de una localización específica.

Primero el modelo determina la hora solar media del lugar que se desea estudiar, tomando la hora legal y usando la corrección de acuerdo a la distancia entre el meridiano del lugar y el meridiano correspondiente al huso horario. En Colombia, mediante la ley 91 de 1914 se adopta un único uso horario GMT -5 para todo el territorio nacional, localizado aproximadamente entre los meridianos 66° y 79° longitud oeste y siendo el meridiano 74° el que pasa por la ciudad de Bogotá. La hora solar media está dada por:

$$Hr_{solmedia} = Hr_{lega} + \left(\frac{Long - Long_{horario}}{15^\circ} \right) \quad (3-8)$$

A partir de la hora solar media, es posible determinar el ángulo horario (ω), en grados sexagesimales:

$$\omega = 15^\circ (Hr_{solmedia} - 12) \quad (3-9)$$

A continuación se determinan la altura solar h y el acimut γ , que a su vez dependen de la expresión de Cooper para determinar la declinación solar dada por la ecuación 2-4.

$$h = \arcsin(\sin(\phi) \sin(\delta) + \cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega)) \quad (3-10)$$

$$\gamma = \sin^{-1} \left(\frac{\cos(\delta) \sin(\omega)}{\cos(h)} \right) \quad (3-11)$$

Dadas las ecuaciones anteriores que describen la posición solar durante el día, es posible aplicar el modelo de Perrin de Brinchambaut. El cuadro **3-1** especifica las constantes para el modelo dependientes de las condiciones del lugar. En Colombia se cuenta con un alto índice de humedad, por lo que se trabaja con parámetros de cielo normales.

Constante	Cielo limpio	Cielo normal	Cielo contaminado
A[W/m ²]	1210	1230	1260
B	6	3,8	2,3
C[°]	1	1,6	3
K[W/m ²]	0,75	1	1,33

Cuadro **3-1.**: Constantes del cielo para el modelo de radiación de Perrin de Brinchambaut

Según el modelo, la radiación directa está dada por:

$$I = A * e^{\frac{1}{B \sin(h+C)}} \quad (3-12)$$

Y la radiación difusa por:

$$D = 125K(\sin(h))^{0,4} \quad (3-13)$$

Finalmente la radiación total es:

$$G = I(\sin(h + \theta)]D \quad (3-14)$$

Como resultado se obtiene el diagrama de la figura **3-4** que indica la incidencia de la radiación solar directa para cada hora del día para el 15 de Enero para la región de Bogotá. Se puede observar que el pico de radiación solar incidente se encuentra a las 12 del día y coincide con los datos de la radiación promedio para el mes de Enero dado por el atlas de radiación solar. Por otro lado la figura **3-5** muestra la radiación solar directa incidente para el día 30 de Enero, se puede observar que para finales del mes, la radiación incidente ha disminuido respecto a los primeros días de este, por lo tanto para el desarrollo de los cálculos posteriores en este trabajo, se toma como punto de partida el día 15 de Enero.

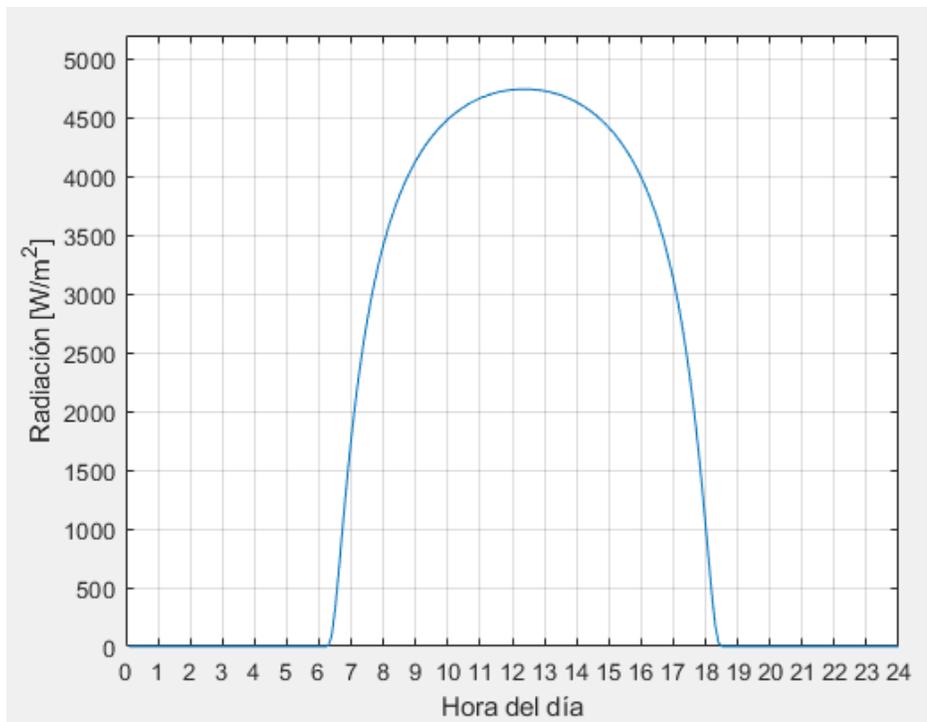


Figura 3-4.: Radiación solar directa incidente para el día 15 de Enero

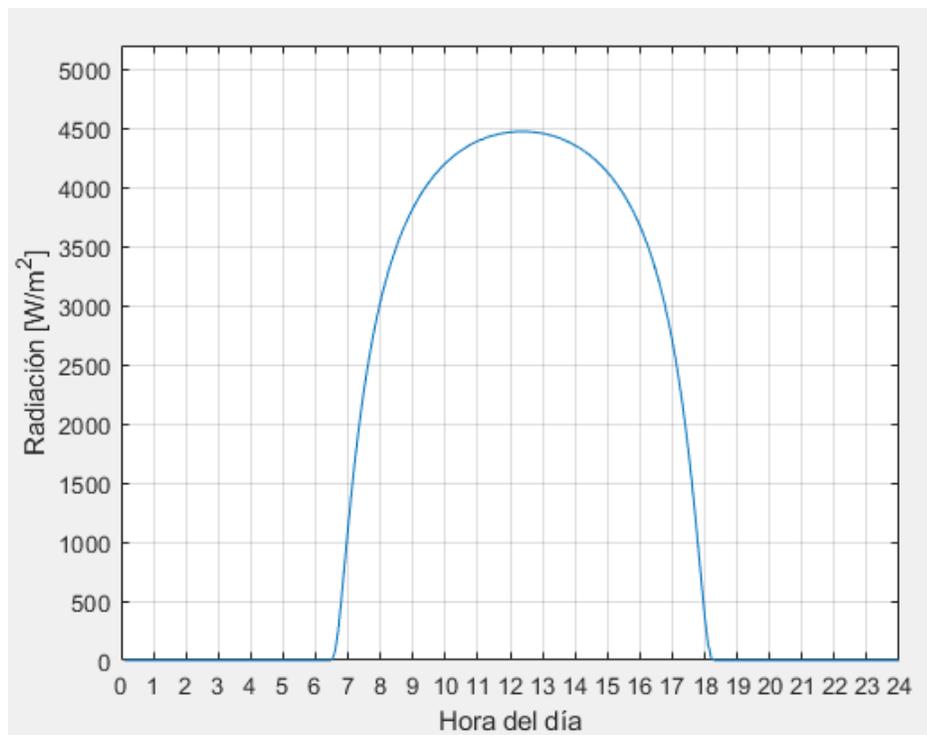


Figura 3-5.: Radiación solar directa incidente para el día 30 de Enero

4. Geometría

Dentro de las tecnologías de concentración solar, el concentrador parabólico compuesto es uno de los dispositivos más usados por su capacidad de concentración de energía, incluso el concentrador lineal Fresnel utiliza un concentrador secundario del tipo compuesto. Este capítulo presenta una descripción ilustrativa de las propiedades ópticas y geométricas de su funcionamiento de ambos concentradores. A la vez, presenta el desarrollo del modelo del concentrador tipo Fresnel que divide la curvatura del lente en pequeñas secciones rectas concentrando los rayos solares en una misma línea en donde se ubica el concentrador secundario. Este modelo tiene la particularidad de que el ángulo de inclinación y la separación de los espejos ubicados al lado derecho de la línea central, son diferentes a los elementos ubicados al lado izquierdo, por lo tanto, el análisis se realiza de forma independiente para cada lado. Finalmente, y utilizando los elementos presentados en el capítulo 3, se definen los ángulos de aceptación para el diseño específico de la región seleccionada.

4.1. Óptica sin imágenes

Los concentradores solares tienen aplicaciones donde se debe entregar energía a temperaturas altas, si se disminuye el área en donde se producen las pérdidas de calor, entonces estos sistemas aportarían mayores temperaturas. Esta disminución se lleva a cabo por medio de un dispositivo óptico entre la fuente de radiación y la superficie de absorción de energía, formando así un sistema óptico.

Los sistemas ópticos tienen tres componentes: el objeto, considerado como el punto que emite luz en todas las direcciones, esta luz que es de cada objeto, es capturada por un sistema óptico y concentrada en un punto en la imagen. De esta forma los sistemas de concentración se pueden clasificar en dos grupos de acuerdo a la óptica que se utilice: los de no imagen, que no producen imágenes definidas del sol sobre el tubo absorbedor, sino que distribuyen toda la radiación incidente del objeto sobre todas las partes del absorbedor; y los de imagen, que por el contrario, forman imágenes sobre el tubo absorbedor, generalmente de mala calidad. [37] Los concentradores diseñados con base en el principio de óptica sin imágenes concentran la luz de forma más eficiente que los espejos normales que forman imágenes. Su principio de funcionamiento es como un embudo ya que la luz penetra a través de una gran superficie y se refleja de forma que incide sobre una superficie mucho menor. Si bien este proceso destruye la imagen, el punto de interés está en la capacidad de concentración, es decir, que reciba la

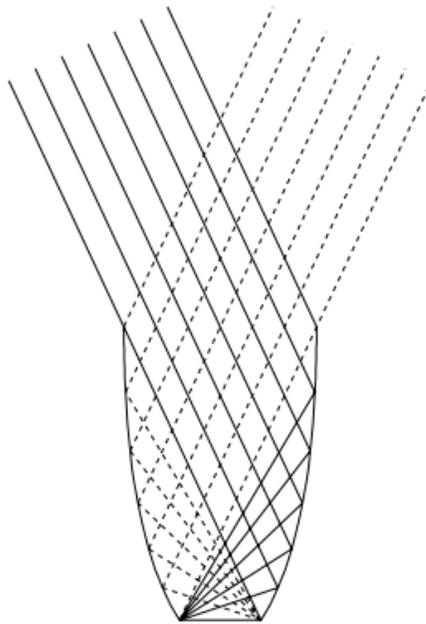


Figura 4-1.: Método de los rayos marginales

[38]

máxima intensidad de rayos solares por unidad de superficie. Una de las formas de diseñar concentradores sin imágenes es por medio del método de rayos marginales, que consiste en que la luz penetra en el concentrador bajo ángulos de incidencia comprendidos entre los cero grados, un ángulo máximo de aceptación que depende de las condiciones geográficas del lugar. Todos estos rayos son dirigidos hasta el borde del orificio de salida, tras sufrir, al menos una reflexión, y todos los rayos restantes del haz, es decir, los del intermedio, se reflejan dentro de la propia abertura de salida como se muestra en la figura 4-1, este principio de comoce como “edge ray”.

Pero sin duda, uno de los factores más importantes de los concentradores sin imágenes es que son capaces de concentrar rayos hasta muy cerca del límite termodinámico. Según la segunda ley de la termodinámica, no es posible construir un dispositivo capaz de concentrar los rayos solares hasta una intensidad que corresponda a la temperatura que supere a la de la superficie del sol, ya que si esta concentración se alcanzara, sería posible contruir una máquina térmica situada entre el sol y dicho dispositivo, capaz de producir un movimiento perpetuo. El valor de esta concentración es de 46000 veces mayor que el de la intensidad de la luz solar en la superficie de la tierra. Sin embargo, si se fabrica el concentrador en un material cuyo índice de refracción sea n , el valor del límite superior de concentración aumenta en n^2 , esto se debe a que se desvían más los rayos de luz que inciden bajo ángulos mayores. Un espejo parabólico produce una imagen del sol en su foco dada por la expresión:

[39]

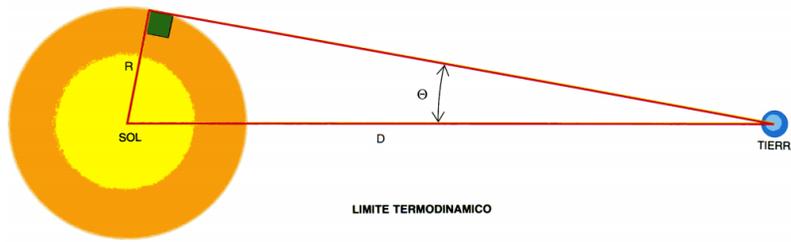


Figura 4-2.: Límite termodinámico
[39]

$$\frac{\pi R^2 \sin^2(\theta)}{\cos^2(\phi)} \quad (4-1)$$

Donde R representa el radio del sol, θ el semiángulo subtendido por el sol y ϕ el ángulo del borde del espejo, como se muestra en la figura 4-2. Si el concentrador es perfecto, la radiación solar incidente en la apertura del concentrador es la fracción de radiación emitida por el sol, y como la segunda ley de la termodinámica requiere una igualdad entre el flujo de calor entre el sol y el receptor y el receptor y el sol se obtiene un máximo radio de concentración dado por:

$$C = \frac{1}{\sin^2(\theta)} \quad (4-2)$$

4.2. Concentrador parabólico compuesto CPC

Los colectores parabólicos compuestos (CPC), son colectores de no imagen que tienen la capacidad de reflejar en el foco lineal toda la radiación incidente, incluso la radiación difusa, dentro de un ángulo límite denominado el ángulo de aceptación (θ_c), de esta forma cualquier radiación que entre a la apertura entre $\pm\theta_c$ será reflejado hacia el receptor ubicado en la base del concentrador por reflexiones entre las dos secciones parabólicas, trabajando de acuerdo con la ley fundamental de la óptica dado por la igualdad entre el ángulo de incidencia y el ángulo de reflexión. La figura 4-3 muestra el concepto base de este tipo de colector.

Como se puede observar en la figura 4-3, cada lado corresponde a una fracción de una parábola completa, y se extiende hasta que su superficie es paralela al eje, y el ángulo medio de aceptación está formado por la línea que conecta el foco de una de las parábolas con el borde opuesto de la abertura.

Para una aplicación industrial en donde se requiere obtener temperaturas mayores a los 100° , se requiere aumentar la intensidad de energía solar, por medio de la disminución del área donde ocurren las pérdidas térmicas e interponiendo un dispositivo óptico entre la fuente de

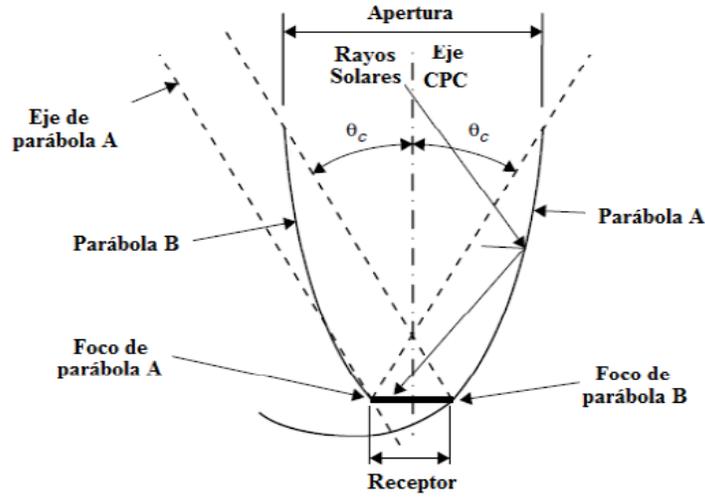


Figura 4-3.: Estructura geométrica de un concentrador parabólico compuesto [40]

radiación y la superficie absorbedora. De esta forma, Winston y Hinterberger [41], en el año de 1975, presentaron un diseño con un absorbedor cilíndrico como se muestra en la figura 4-4. La sección AB y AC, conforman la involuta del concentrador y las secciones AF y AG, la ubicación del absorbedor. [31]

4.2.1. Desarrollo del modelo geométrico

Como se observa en la figura 4-3, la sección de la parábola del concentrador solar, es simplemente una porción de una parábola completa. La figura 4-5 muestra una parábola con el vértice ubicado en el punto 0,0 del eje de coordenadas x_1 y z_1 y un foco en $(0,f)$.

La ecuación de esta parábola es:

$$x_1^2 = 4fz_1 \quad (4-3)$$

Despejando z_1 se obtiene:

$$z_1 = \frac{x_1^2}{4f} \quad (4-4)$$

A continuación se realiza una traslación sobre el eje z_1 para así describir la parábola en los ejes x' y z' con origen en el foco de la parábola, de esta forma los nuevos valores de los ejes de coordenadas son:

$$x_1 = x' \quad (4-5)$$

$$z_1 = z' + f \quad (4-6)$$

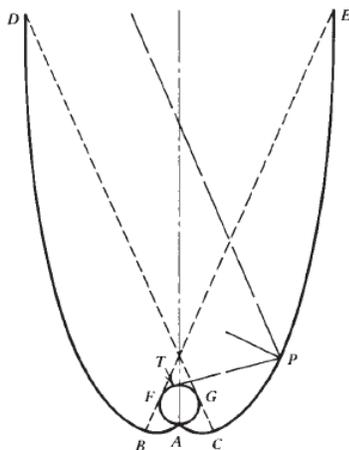


Figura 4-4.: Concentrador parabólico compuesto con receptor cilíndrico
[31]

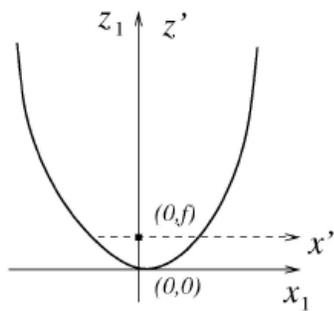


Figura 4-5.: Parábola vertical
[42]

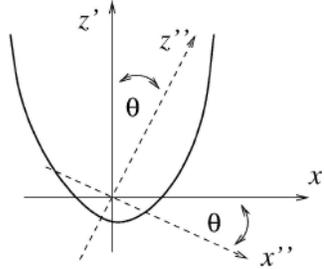


Figura 4-6.: Rotación al eje de coordenadas z'' y x''
[42]

Reemplazando la ecuación 4-5 y 4-6 en la ecuación 4-4 se obtiene la descripción de la parábola en los nuevos ejes:

$$z' = \frac{(x')^2 - 4f^2}{4f} \quad (4-7)$$

A continuación la parábola debe quedar descrita sobre los ejes x'' y z'' por lo tanto, se debe rotar el sistema de coordenadas actual un ángulo θ , como se muestra en la figura 4-6, los valores absolutos de este ángulo de rotación corresponde al ángulo máximo de aceptación dado.

Después de la rotación los ejes de coordenadas z' y x' son:

$$x' = x'' \cos(\theta) - z'' \sin(\theta) \quad (4-8)$$

$$z' = x'' \sin(\theta) + z'' \cos(\theta) \quad (4-9)$$

Reemplazando las ecuaciones 4-8 y 4-9 en la ecuación de la parábola 4-7, se obtiene la expresión para la parábola en el nuevo sistema de coordenadas:

$$z'' = \frac{(x'')^2 \cos^2(\theta) - x''[2 \cos(\theta) \sin(\theta) - 4f \sin(\theta)] - 4f^2 - 4f \cos(\theta)}{\sin^2(\theta)} \quad (4-10)$$

La expresión 4-10 define la parábola completa en el eje coordenado inclinado z'' y x'' , sin embargo, únicamente es motivo de estudio la sección superior al eje x'' como se muestra en la figura 4-7. Para encontrar los puntos de corte con el eje x'' , que en la figura 4-8 corresponde al punto X_0'' o Q se iguala la expresión a cero y se resuelve la ecuación cuadrática, tomando únicamente el resultado positivo dado por:

$$X_0'' = \frac{2f}{1 + \sin(\theta)} \quad (4-11)$$

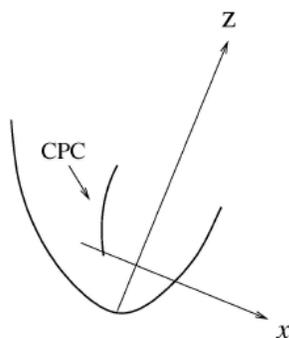


Figura 4-7.: Rotación al eje de coordenadas z'' y x''
[42]

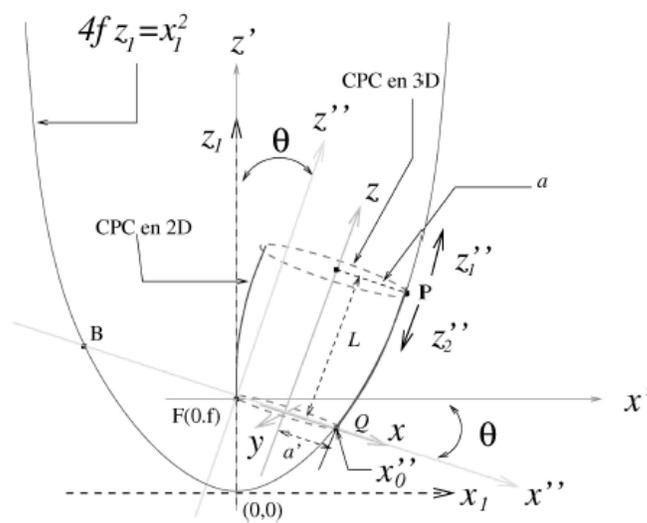


Figura 4-8.: Segmento de parábola que conforma el CPC
[42]

Como se puede ver en la figura 4-8 el sistema de coordenadas formado por los ejes x y z es una traslación del sistema sobre el eje x'' a una distancia a' que a su vez está dada por $2a' = X_0''$ por lo que se puede definir a' como:

$$a' = \frac{f}{1 - \sin(\theta)} \quad (4-12)$$

De esta forma se realiza una última traslación con los ejes coordenados dados por:

$$x'' = x + a' \quad (4-13)$$

$$z'' = z \quad (4-14)$$

Reemplazando la ecuación 4-13 y 4-14 en la expresión 4-10, se obtiene la ecuación para la parábola final del sistema:

$$h = 4f^2 - 4f \cos(\theta) \quad (4-15)$$

$$j = \cos^2(\theta) + 2 \cos(\theta) \sin(\theta) - 4f \sin(\theta) \quad (4-16)$$

$$z = \frac{x^2 \cos^2(\theta) + x[2a' \cos^2(\theta) - 2 \cos(\theta) \sin(\theta) + 4f \sin(\theta)] + a'[j] - h}{\sin^2(\theta)} \quad (4-17)$$

Para describir geoméricamente la sección de la involuta, Rabl [43], estableció las ecuaciones en función del radio del tubo absorbedor, indicando así el límite del tubo en donde se concentra la radiación, y en función del ángulo medio de aceptación. Por lo tanto, la sección inferior que conforma la involuta del concentrador está dada por:

$$\rho = r\varphi \quad (4-18)$$

Cuando $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} + \theta_{max}$

Donde ρ es la distancia de la tangente formada desde el punto tangente del absorbedor a un ángulo φ como se muestra en la figura 4-9.

El diseño geométrico que se ha estudiado, considera el tubo absorbedor pegado al reflector, sin embargo, y para evitar pérdidas de calor por conducción entre las dos superficies, este se separa un poco, introduciendo un factor de corrección dado por:

$$\rho' = 1 - \frac{g}{\pi D_0} \quad (4-19)$$

Ya que en los extremos superiores de las parábolas que conforman un colector parabólico compuesto, las superficies son paralelas al plano central de simetría, esos extremos contribuyen poco a la radiación incidente, por lo tanto, es posible truncar el concentrador para

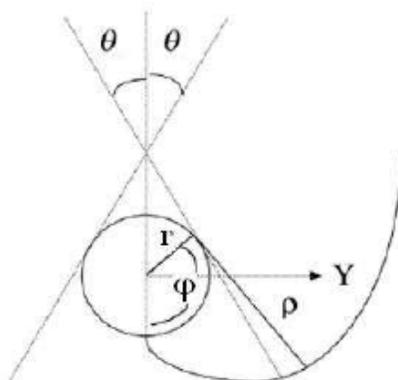


Figura 4-9.: Descripción geométrica de la involuta del cpc

[10]

reducir su altura con un consiguiente ahorro en el área del reflector sin afectar en gran medida la eficiencia resultante del colector. En estudios anteriores, se estableció un criterio de truncamiento de la mitad de la altura total del concentrador, logrando un ahorro del 50% del material, sacrificando muy poco en términos de concentración y además mejorando el ángulo de aceptación [44]

4.2.2. Cálculo del ángulo de aceptación

Como se ha estudiado, el ángulo de aceptación es el ángulo máximo de apertura del concentrador solar que permite que la radiación incida y se refleje hacia el tubo receptor, este ángulo depende principalmente del lugar en que será ubicado el concentrador y de la aplicación. Para este caso de estudio particular se desea ubicar en la región de la sabana de Bogotá, cuyas coordenadas corresponden a $4,6097^\circ$ de latitud y $-74,0817^\circ$ de longitud. La figura 4-10 muestra el promedio de radiación mensual para la región de Bogotá.

Se puede concluir que el mes del año que tiene una mayor incidencia de radiación es el mes de Enero con un promedio de entre $4,5$ y $5 \text{ KWh}/\text{m}^2$ al día y el menor, el mes de Mayo con un promedio de $3,5 \text{ KWh}/\text{m}^2$ al día. Para calcular el ángulo de incidencia de la radiación sobre una superficie inclinada se tiene en cuenta el modelo de radiación de Perrin de Brinchambaut estudiado en el capítulo 3, de esta forma es posible el cálculo del acimuth, de la declinación y del ángulo horario, lo que permite calcular las coordenadas en los ejes x, y y z del vector solar para cada hora del día y por consiguiente el ángulo de incidencia para una ubicación este-oeste y norte-sur.

En este sentido, se obtiene un ángulo de incidencia para un día determinado del mes, que para el caso de estudio correspondió al 15 de Mayo, la tabla de la figura 4-11 muestra que para las condiciones dadas, una ubicación de norte a sur no es conveniente ya que se obtienen

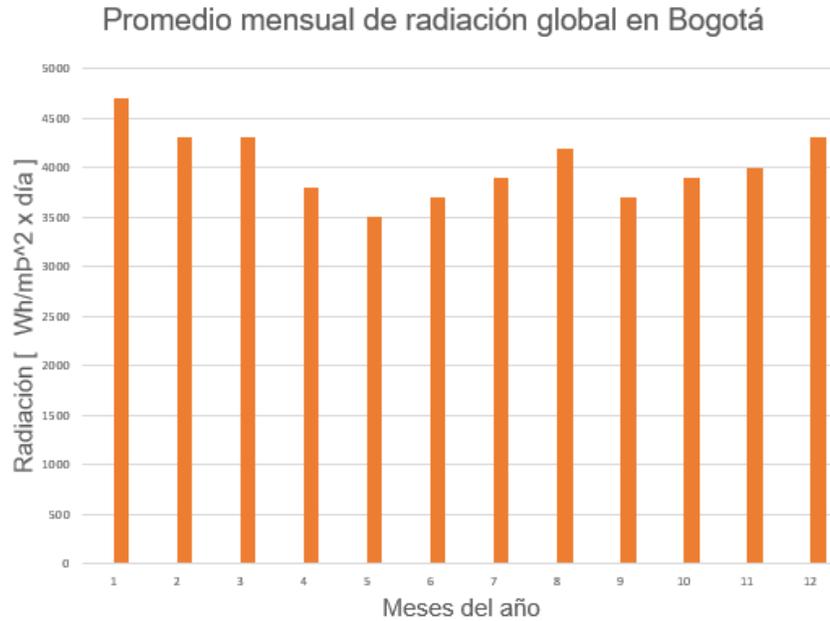


Figura 4-10.: Promedio mensual de la radiación incidente sobre Bogotá [29]

concentraciones menores a una ubicación este-oeste. Las tablas obtenidas para cada hora del día se encuentran adjuntas en el ANEXO A.

Como se puede ver en la tabla de la figura 4-11, el ángulo de incidencia es directamente proporcional a la concentración, es decir que entre menor sea el ángulo de incidencia, se obtendrá una mejor concentración, para el caso de estudio, se va a trabajar con un ángulo de 26° o 0,4537 rad con orientación este-oeste.

4.2.3. Resultados

Reemplazando los valores del ángulo de aceptación obtenido en la ecuación 4-17 que describe los segmentos de parábola se obtiene la siguiente ecuación numérica:

$$z = \frac{x^2 + x[2a' - 0,0833 + 0,1667f] + a'[1 + 0,00833 - 0,1667f] - 4f^2 - 4f}{0,00173} \quad (4-20)$$

De la figura 4-8, se puede decir que:

$$f = \frac{a}{2} \quad (4-21)$$

Y que:

$$\frac{a}{a'} = -\frac{1}{\sin(\theta)} \quad (4-22)$$

Hora	Angulo de incidencia		Concentracion	
	Este-Oeste	Norte-sur	Este-Oeste	Norte-sur
6	22,2034521	162,1281622	1,340901245	1,059283061
7	24,65860794	137,2912355	2,190256583	1,23935061
8	39,2665485	149,6817793	1,000005644	1,113877679
9	43,0358116	146,4293903	1,232489118	1,062740881
10	27,975678	124,6361665	1,686545785	1,168183675
11	26,3582582	172,9972773	2,35920493	1,895579
12	0	128,0356234	0	1,436983581
13	26,1354557	162,1281622	1,186331772	1,059283061
14	27,9578756	137,2912355	1,64754875	1,23935061
15	43,0358116	149,6817793	1,232489118	1,113877679
16	39,2665485	146,4293903	1,000005644	1,062740881
17	24,65860794	124,6361665	2,190256583	1,168183675
18	30,22315457	172,9972773	1,075968047	1,8658578
19	26,29234119	128,0356234	1,090936917	1,436983581

Figura 4-11.: Ángulo de incidencia obtenido para cada hora de un día determinado

Reemplazando el valor del ángulo se obtiene una expresión para a' en función de f indicado como la distancia focal de la parábola. De esta forma, por medio de la herramienta computacional Wolfram Alpha Mathematics [®] de cálculo se determina el parámetro focal que corresponde a la distancia desde la directriz de la parábola hasta el foco, el decir $2a$. Reemplazando este parámetro focal se obtiene una ecuación definitiva para la parábola dada por:

$$y = 4x^2 + 15,81x - 2100 \quad (4-23)$$

De la misma forma se reemplazan los valores en la ecuación 4-18 para determinar el radio máximo del tubo absorbedor se obtuvo un diámetro de 126,84 mm, sin embargo, se utilizó el valor comercial más aproximado de 125 mm, es decir de 5 pulgadas. La figura 4-12 muestra el modelo del concentrador.

Con el fin de confirmar que efectivamente se concentra la mayor cantidad de rayos incidentes, se utilizó una simulación de trazado de rayos por medio de la herramienta TracePro[®] desarrollado por Lambda [45].

La figura 4-13 muestra una aproximación de la reflexión de los rayos incidentes sobre el tubo absorbedor, se puede observar que incluso los rayos que inciden sobre los extremos de la parábola llegan a tener hasta dos contactos pero que efectivamente alcanzan el foco deseado en el tubo absorbedor

La figura 4-14 muestra el concentrador diseñado aplicando el factor de corrección, es decir con el tubo absorbedor despegado del colector para evitar las pérdidas de calor en ese punto. Se observa que efectivamente incide un mayor número de rayos y que se aprovecha la parte inferior del tubo como área de colección efectiva

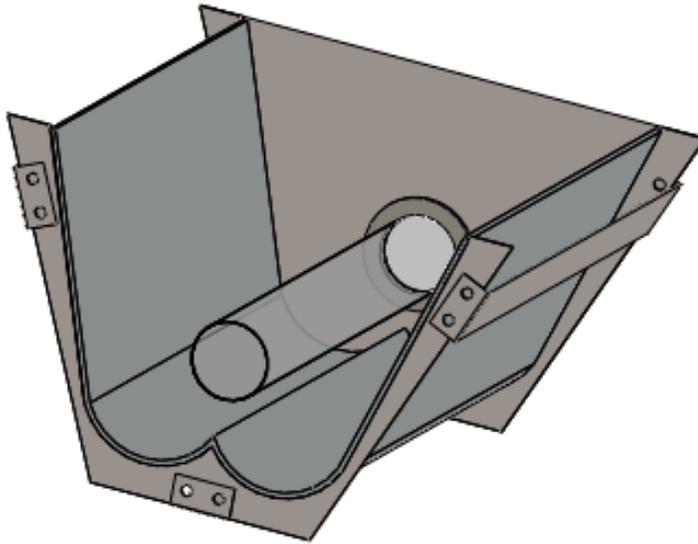


Figura 4-12.: Modelo del concentrador parabolico compuesto diseñado

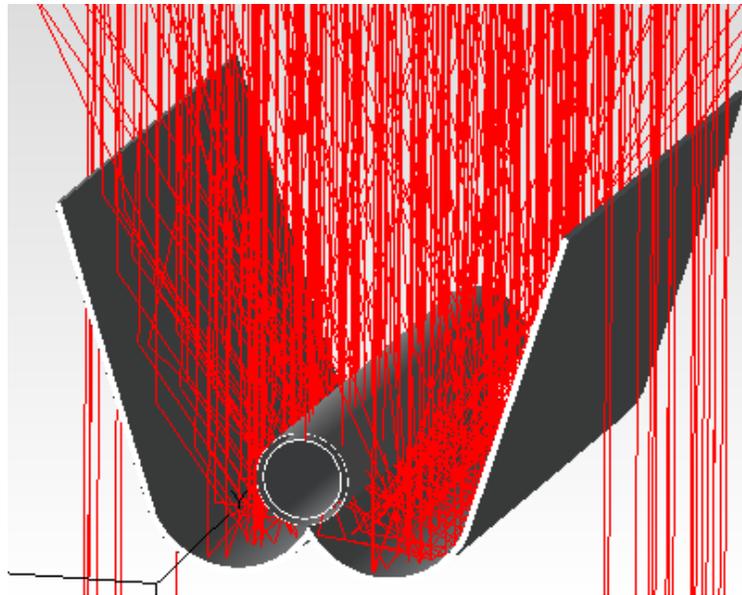


Figura 4-13.: Trazado de rayos en el modelo diseñado

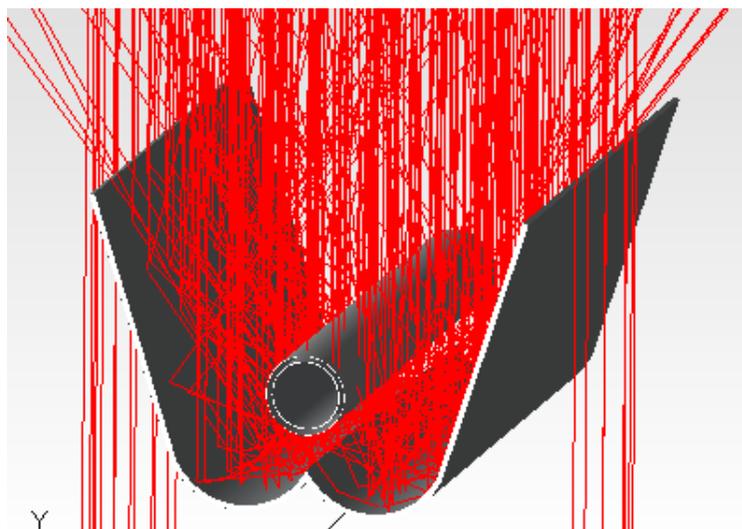


Figura 4-14.: Trazado de rayos en el modelo diseñado con factor de corrección

4.2.4. Manufactura

Es necesario un material adecuado para la fabricación del colector, es decir, con un índice de refracción alto para alcanzar concentraciones mejores, la figura 4-15 muestra una tabla del material característico para cada componente del concentrador:

En cuanto el tubo absorbedor se compone de una cubierta de vidrio, un tubo metálico central y un recubrimiento como se muestra en la figura 4-16.

- Cubierta de vidrio:

Con el fin de disminuir las pérdidas de calor por conducción: se requiere de un recubrimiento de vidrio que permita que la radiación incida y que evite que el calor salga, produciendo una especie de efecto invernadero. El caso ideal que se plantea en este trabajo es un vacío entre el vidrio y el tubo metálico, de esta forma se obtiene una buena resistencia y una baja transmitancia a altas temperaturas, además de proteger el tubo contra efectos externos. El vidrio utilizado es vidrio Pyrex ya que cuenta con una alta transparencia, lo que conlleva a pérdidas por reflexión relativamente bajas.
- Tubo metálico central:

Hoy en día estos tubos son fabricados con acero inoxidable con un grosor de pared de 2mm aproximadamente para aplicaciones de concentración solar, como en el caso de la empresa SCHOTT con especialidad en la fabricación en este tipo de tubería [47], su función es ceder el calor incidente al fluido de trabajo
- Recubrimiento:

Se utiliza un recubrimiento en la cara externa del tubo absorbente, cuyo objetivo

Parámetro	Características	
Covertura de policarbonato	Transmitancia	0.89
	Absortancia	0.10
	Emitancia	0.90
	Espesor	5 mm
Reflector hecho de aluminio	Absortancia	0.05
	Emitancia	0.03
	Reflectancia	0.90
	Espesor	0.30 mm
Absorbedor de cobre con superficie selectiva	Absortancia	0.90
	Emitancia	0.50

Figura 4-15.: Tabla de materiales propuestos y sus propiedades [32]



Figura 4-16.: Estructura del tubo absorbedor [46]

es hacer que el tubo se comporte como un cuerpo negro lo más perfecto posible, es decir, busca la máxima absorción en el rango de frecuencias del espectro ultravioleta y las mínimas pérdidas por emisión en el rango de frecuencias del espectro infrarrojo, proporcionando un elevado rendimiento térmico.

4.3. Concentrador solar lineal Fresnel (CLF)

Inventados en el año de 1822 los lentes de Fresnel son un diseño que permite la construcción de lentes de gran apertura y poca distancia focal, es decir, que divide el lente en muchos lentes pequeños apuntando todos a un mismo punto focal, simulando la apertura de un lente grande. Este concepto se utiliza para la concentración solar por medio del concentrador solar tipo Fresnel, concentrando todos los rayos solares en una misma línea, en donde se ubica un concentrador secundario que puede ser parabólico compuesto, que transporta un fluido caloportador para producir calor de proceso como se muestra en la figura 4-17.

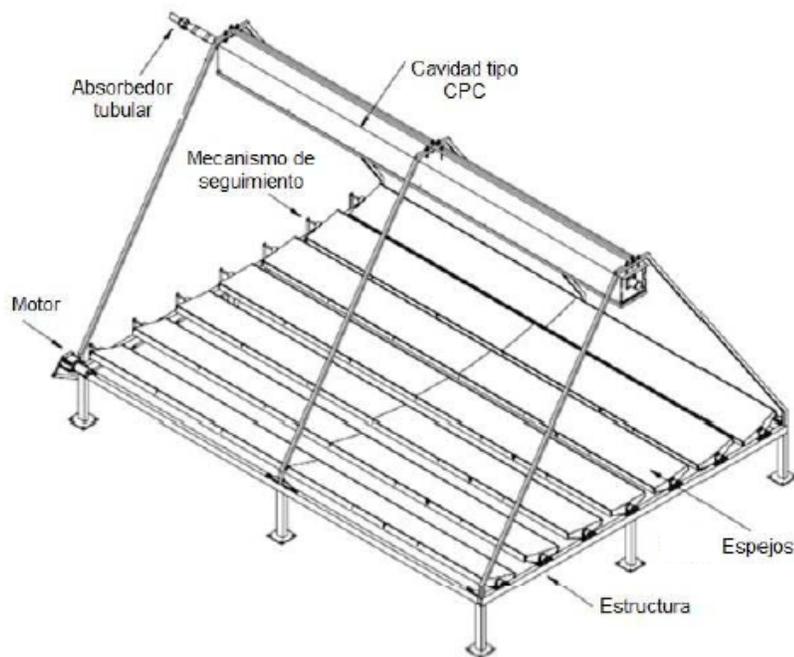


Figura 4-17.: Estructura del tubo absorbedor
[48]

Es un modelo análogo al cilindro parabólico con la diferencia que los encargados de la captación de los rayos solares son pequeños espejos ubicados sobre un mismo plano y que tienen seguimiento solar, presentando así un ahorro en el espacio de instalación y de costos. Entre las ventajas que tiene este modelo frente a los cilindros parabólicos, es la ubicación de

los espejos cerca al nivel del suelo, permitiendo que sean menos sensibles a las corrientes de aire que pueden dañar el sistema y aumentar las pérdidas de calor. Además el mecanismo de seguimiento solar utiliza poca energía respecto a los sistemas de seguimiento de los cilindros parabólicos que deben soportar gran peso en su estructura.

Se debe tener en cuenta que de acuerdo a estudios de rendimiento entre los sistemas de concentración, los reflectores lineales Fresnel no tienen la mejor calidad óptica ni la mejor eficiencia térmica debido a la alta influencia del ángulo de incidencia [49], sin embargo, obtener la mayor concentración o la eficiencia óptica más alta no significa desarrollar el sistema más óptimo, pues se deben considerar factores como el uso de tierra, el costo de material, mantenimiento, etc.

4.3.1. Desarrollo del modelo geométrico

Para el desarrollo geométrico del modelo propuesto se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Cada uno de los espejos es móvil y anclado en medio de su eje longitudinal.
- Los ejes de todos los espejos se encuentran en el mismo plano.
- Todas las láminas tienen las mismas dimensiones de un ancho W .
- Se utiliza un concentrador secundario tipo parabólico compuesto (CPC) ubicado en el punto del foco.

La figura 4-18 muestra el esquema de incidencia de los rayos del sol sobre el colector Fresnel. Se puede notar que los elementos ubicados en el lado izquierdo del receptor central presentan una inclinación mayor y por ende, una mayor proyección de sombra, por el contrario, los elementos ubicados en el lado derecho del receptor central tienen una inclinación menor, tendiendo a una ubicación más horizontal. Por este motivo el estudio de la ubicación e inclinación de los espejos se debe realizar por separado para el lado derecho e izquierdo para evitar generación de sombra entre los mismos espejos.

4.3.2. Análisis espejos del lado izquierdo del receptor

La figura 4-19 muestra el diagrama de un rayo de incidencia del sol y su reflexión hacia el foco. Este análisis se calculó, para un ángulo determinado reflejado, y los ángulos de inclinación del espejo y de incidencia de la radiación solar.

De la figura 4-19 se puede decir que:

$$\theta + \epsilon = 90^\circ \Rightarrow \epsilon = 90^\circ - \theta \quad (4-24)$$

Donde θ es el ángulo que se forma entre la vertical y el rayo de incidencia de la radiación y ϵ es el ángulo entre la horizontal y el rayo de incidencia de la radiación

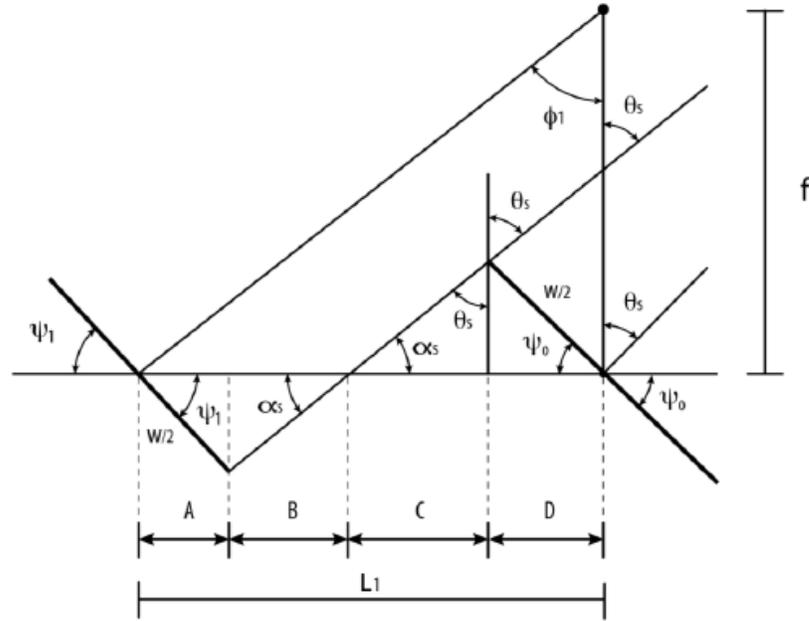


Figura 4-20.: Esquema de los espejos del concentrador Fresnel [22]

$$\psi + \beta = 90^\circ \Rightarrow \beta = 90^\circ - \psi \quad (4-25)$$

Donde ψ es el ángulo que se forma entre la horizontal y el espejo y β es el ángulo entre la vertical y el espejo

Igualando las expresiones 4-24 y 4-25 se establece una relación del ángulo de inclinación del espejo (ψ) respecto al ángulo de incidencia de la radiación (θ) y a la variación del ángulo reflejado (ϕ) con respecto a la altura y distancia del foco, dada por:

$$\phi = 2\psi - \theta \quad (4-26)$$

Dado que los elementos del lado izquierdo presentan una inclinación crítica que supone una mayor proyección de sombra, se parte de esa base para determinar la inclinación y la separación de los espejos del sistema.

La figura 4-20 muestra el posicionamiento de dos de los espejos en una ubicación óptima que permite aprovechar todo el espacio sin generar sombra entre ellos.

Como se puede observar, los espejos de una longitud w , ubicados por su centro tienen una separación L_1 dada por:

$$L_1 = \frac{W}{2} \left[\frac{\sin(\psi_0) + \sin(\psi_1)}{\tan(\alpha_s)} + \cos(\psi_0) + \cos(\psi_1) \right] \quad (4-27)$$

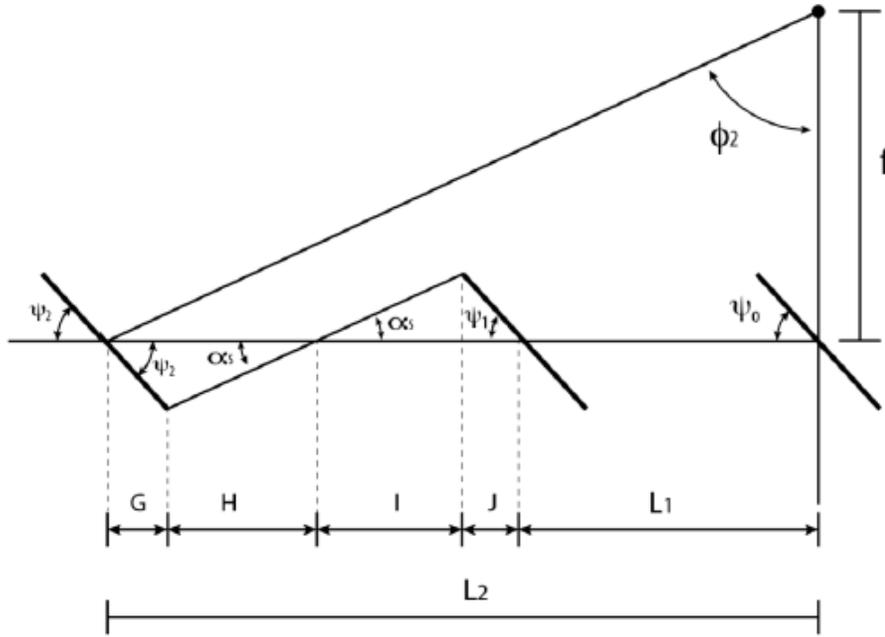


Figura 4-21.: Esquema de los ángulos de separación e inclinación para un segundo espejo [22]

Para el separamiento de un segundo elemento, cuyo diagrama se muestra en la figura 4-21, es la misma expresión 4-27, pero sumándole la primera distancia obtenida, es decir, que la posición depende del ángulo anterior, se forma una ecuación reiterativa dada por:

$$L_i = L_{i-1} + \frac{W}{2} \left[\frac{\sin(\psi_{i-1}) + \sin(\psi_i)}{\tan(\alpha_s)} + \cos(\psi_{i-1}) + \cos(\psi_i) \right] \quad (4-28)$$

Teniendo en cuenta la figura 4-21 y aplicando relaciones trigonométricas, la ecuación que define el ángulo de inclinación para el primer elemento está dada por:

$$\psi_1 = \frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{W}{2f} \left[\frac{\sin(\psi_0) + \sin(\psi_1)}{\tan(\alpha_s)} + \cos(\psi_0) + \cos(\psi_1) \right] + \frac{\theta_s}{2} \quad (4-29)$$

Al igual que se determinó la ecuación que define el distanciamiento para un segundo elemento, la expresión que define la inclinación también es reiterativa, dependiendo del estado siguiente y anterior, obteniendo una expresión dada por:

$$\psi_i = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left[\frac{L_{i-1}}{f} + \frac{W}{2f} \left[\frac{\sin(\psi_{i-1}) + \sin(\psi_i)}{\tan(\alpha_s)} + \cos(\psi_{i-1}) + \cos(\psi_i) \right] \right] + \frac{\theta_s}{2} \quad (4-30)$$

Donde f es la distancia entre el receptor plano y el foco del receptor secundario y W es el ancho de la lámina reflectora. Las expresiones 4-29 y 4-30 se resuelven de manera reiterativa

cuando $0 \leq i \leq n$ siendo n el número total de espejos ubicados al lado izquierdo del reflector central.

4.3.3. Análisis espejos del lado derecho del receptor

La figura 4-22 muestra el diagrama de un rayo de incidencia del sol y su reflexión hacia el foco. Para este análisis se calculó, para un ángulo determinado reflejado, el ángulo de inclinación del espejo y el ángulo de incidencia de la radiación solar.

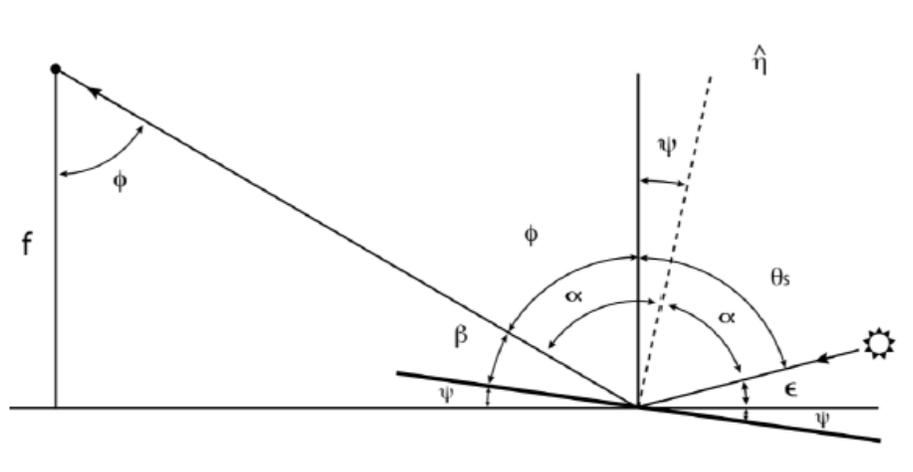


Figura 4-22.: Esquema del rayo incidente sobre los espejos del lado derecho [22]

De la figura 4-22 se puede decir que:

$$\psi + \beta + \phi = \theta + \epsilon \quad (4-31)$$

Si

$$\beta = \epsilon + \psi \quad (4-32)$$

Reemplazando las expresiones 4-31 y 4-32 se establece una relación del ángulo de inclinación del espejo (ψ) respecto al ángulo de incidencia de la radiación (θ) y a la variación del ángulo reflejado (ϕ) con respecto a la altura y distancia del foco, dada por:

$$\phi = \theta - 2\psi \quad (4-33)$$

Como es de esperarse por la menor proyección de sombra los espacios entre espejos del lado derecho son menores, sin embargo para conservar una simetría en el sistema se tiene que:

$$L_i = L_d \quad (4-34)$$

Aplicando las mismas relaciones de geometría sumando las distancias entre los triángulos rectángulos que completan las distancias entre un espejo y otro, obteniendo así una ecuación general dependiente del ángulo solar, para la inclinación de los espejos del lado derecho:

$$\psi_d = \frac{\theta - \tan^{-1}\left(\frac{L_d}{f}\right)}{2} \quad (4-35)$$

4.3.4. Cálculo del colector secundario

El receptor secundario se ubica en el punto superior del sistema de espejos, se encarga de concentrar los rayos incidentes en el tubo colector calculado. Para determinar el ancho de este colector se toma en cuenta el último elemento del lado izquierdo del sistema con la inclinación máxima dada por el inicio del periodo de funcionamiento como se muestra en la figura 4-23.

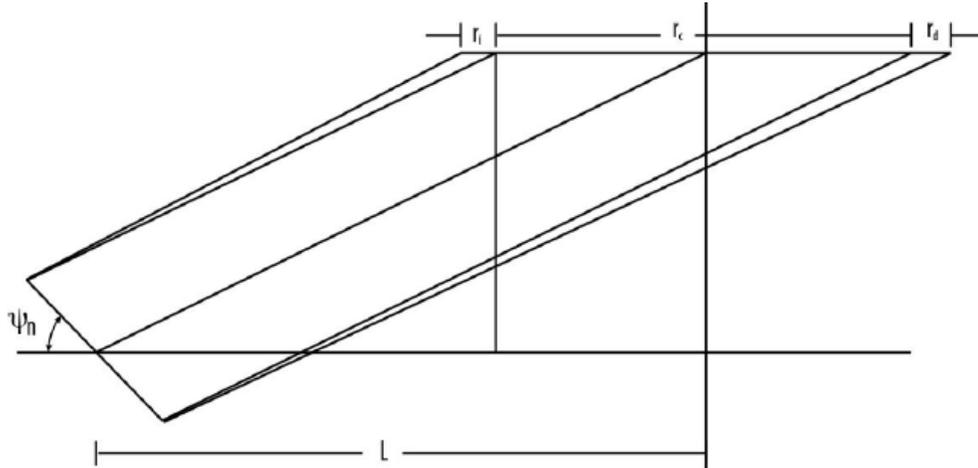


Figura 4-23.: Diagrama que describe el ancho del colector secundario [22]

De esta forma el valor de R_{pl} correspondiente al ancho del receptor se calcula por la expresión dada por:

$$R_{pl} = r_i + r_c + r_c \quad (4-36)$$

En su trabajo, Jorge Monreal [22] desarrolló el procedimiento y obtuvo un sistema de ecuaciones para determinar estos valores que dependen del ancho del espejo, de la distancia focal y del ángulo de inclinación de cada espejo dadas por:

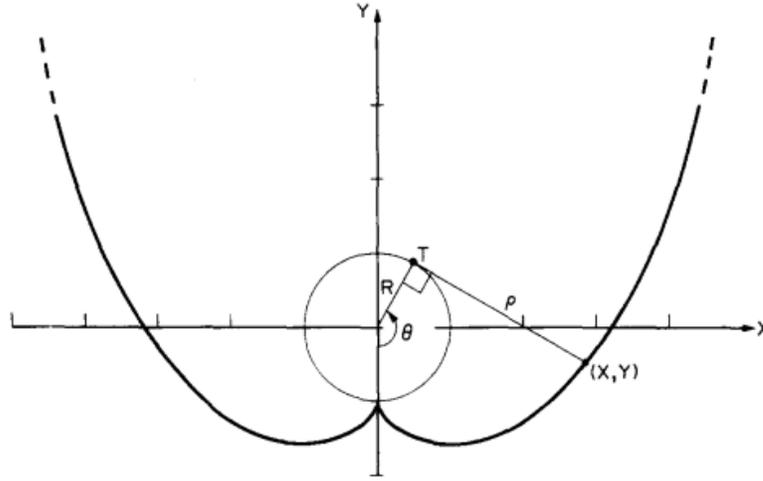


Figura 4-24.: Parámetros del concentrador secundario CPC [50]

$$r_i = \left(f - \frac{W}{2} \sin \psi_n \right) \left(\tan \left[\tan^{-1} \left[\frac{L_n}{f} \right] \right] - \tan \left[\tan^{-1} \left[\frac{L_n}{f} - \xi \right] \right] \right) \quad (4-37)$$

$$r_c = W \cos(\beta) + W \sin(\beta) \tan \left[\tan^{-1} \left[\frac{L_n}{f} \right] \right] \quad (4-38)$$

$$r_d = \left(f + \frac{W}{2} \sin \psi_n \right) \left(\tan \left[\tan^{-1} \left[\frac{L_n}{f} + \xi \right] \right] - \tan \left[\tan^{-1} \left[\frac{L_n}{f} \right] \right] \right) \quad (4-39)$$

Al igual que con el cálculo del concentrador parabólico compuesto de la sección anterior, McIntire [50] desarrolló una expresión en función del radio, del ángulo crítico (θ_c) y un ángulo (θ) entre el radio del receptor circular y el punto tangente T como se muestra en la figura 4-24 dado por:

$$\rho = R \left(\frac{\theta + \theta_c + \frac{\pi}{2} - \cos(\theta - \theta_c)}{1 + \sin(\theta - \theta_c)} \right) \quad (4-40)$$

Con

$$\theta_c + \frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \frac{3\pi}{2} - \theta_c$$

De esta forma Monreal define un sistema de ecuaciones para determinar el radio máximo aceptado por el concentrador dado por:

$$\frac{r_c}{2} + r_i = R \sin \left(\frac{3\pi}{2} - \theta_c \right) - \rho_e \cos \left(\frac{3\pi}{3} - \theta_c \right) \quad (4-41)$$

$$Y_e = -R \cos\left(\frac{3\pi}{2} - \theta_c\right) - \rho_e \sin\left(\frac{3\pi}{3} - \theta_c\right) \quad (4-42)$$

$$\rho_e = R \left(\frac{2\pi - \cos\left(\frac{3\pi}{2} - 2\theta_c\right)}{1 + \sin\left(\frac{3\pi}{2} - 2\theta_c\right)} \right) \quad (4-43)$$

De esta forma queda completamente definido geoméricamente el concentrador Fresnel. A continuación el número de espejos se debe calcular de acuerdo a los requerimientos del lugar de instalación.

Como se ha estudiado cada espejo se caracteriza por la posición y el ángulo de inclinación. Para determinar el número de espejos reflectantes, autores como Panna Lal Singh [51] lo han determinado por medio de la concentración otorgada por cada espejo, esta concentración dada por:

$$C_{ln} = \frac{W \cos(\theta_n)}{U_n D_n L_n} \quad (4-44)$$

Donde:

$$U_n = \frac{(f - W \sin(\theta_n) \sec 2\theta * \sin \varepsilon_0)}{\cos(2\theta_n - \varepsilon_0)} \quad (4-45)$$

$$D_n = W \cos \theta_n * \sec 2\theta_n \quad (4-46)$$

$$L_n = \frac{f \sec 2\theta * \sin \varepsilon_0}{\cos 2\theta_0 + \varepsilon_0} \quad (4-47)$$

Como se puede observar, las ecuaciones dependen de la inclinación y de la distancia del n elemento del sistema.

4.3.5. Resultados

Para el desarrollo del sistema primero se calcula el número total de elementos que requiere el sistema ya que este marcara un estado límite para el cálculo de las ecuaciones reiterativas de inclinación y separación. De esta forma y reemplazando los valores de la ubicación del sistema dadas por las expresiones 4-44 a 4-47 se obtiene la gráfica mostrada en la figura 4-25 que relaciona la concentración solar geométrica con el número de espejos.

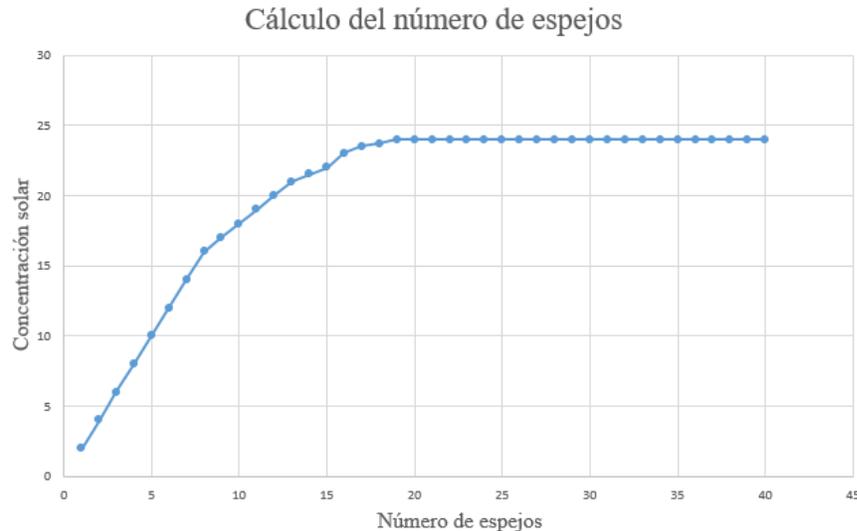


Figura 4-25.: Relación de la concentración solar respecto al número de espejos

Como se muestra en la gráfica se obtuvo un resultado acorde con los encontrados en la literatura en trabajos como en el de Hani Beltagya [52] y se muestra que para un número de espejos mayor a 19 la concentración solar geométrica calculada no varía, es decir, que a partir de ese tamaño ya no se aprovecha toda la radiación recibida, por lo tanto, se diseñó un sistema con un total de 19 espejos, teniendo 9 del lado izquierdo, 9 del lado derecho y el restante justo en el centro del colector.

A continuación, como se encontró en las ecuaciones 4-28 y 4-30, tanto la inclinación de cada espejo como la separación entre ellos, dependen directamente del estado siguiente al actual, es decir, que se requiere de un método de cálculo capaz de producir una sucesión de aproximaciones que se acerquen a la solución, por lo tanto se utilizó el método numérico de Newton Raphson, que dada una condición inicial se calcula el estado siguiente, de esta forma aplicando el algoritmo, se obtuvo la relación entre ángulos y distancias para los elementos del lado izquierdo mostrado en la tabla de la figura 4-26.

Para el cálculo de los datos obtenidos de la tabla 4-26 se supuso un ancho de 6 cm y una distancia al foco de 1 m, siendo datos que se trabajan comunmente en la bibliografía como en el trabajo de Christian Venegas Coll [53]. Se puede concluir que entre elementos se tiene una separación promedio de 5.70 cm, obteniendo el modelo de la figura 4-27.

Con el fin de confirmar que efectivamente se concentra la mayor cantidad de rayos incidentes, se utilizó una simulación de trazado de rayos por medio de la herramienta TracePro® desarrollada por Lambda, cuyo resultado se muestra en la figura 4-28.

Ángulo de inclinación	Separación a partir del centro
0,291107763	0,058683976
0,29130484	5,907949636
0,320211527	11,73586633
0,348516571	17,51944833
0,376044832	23,25520742
0,402652869	28,94033367
0,42823098	34,57271119
0,452702666	40,15089854
0,476022106	45,67408128

Figura 4-26.: Datos obtenidos de inclinación y distancia de los espejos del lado izquierdo

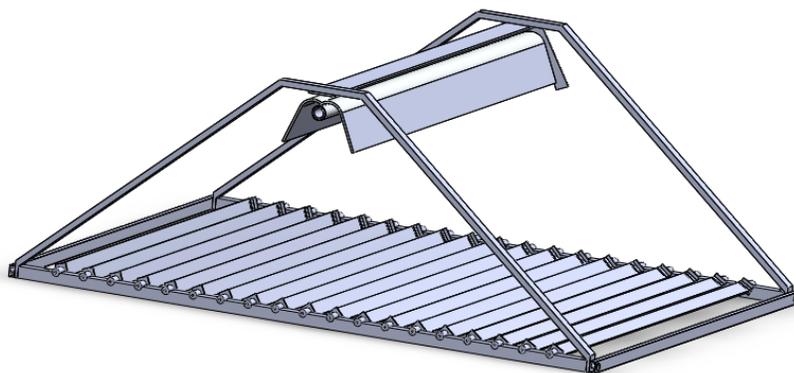


Figura 4-27.: Modelo de concentrador Fresnel diseñado para Bogotá

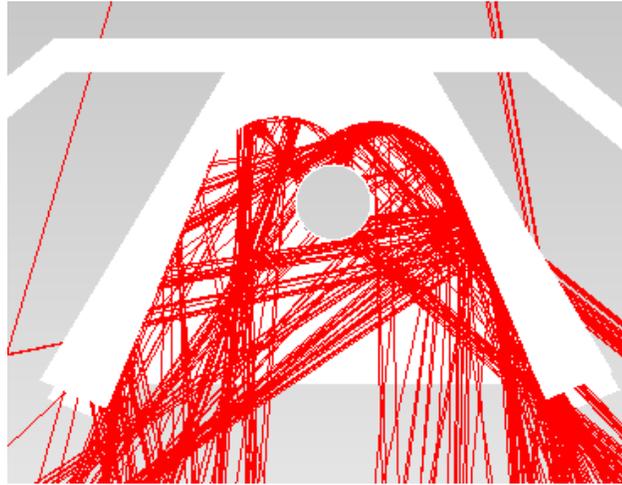


Figura 4-28.: Trazado de rayos incidentes sobre el colector secundario

La figura 4-28 muestra que efectivamente incide un mayor número de rayos y que se aprovecha la parte inferior del tubo como área de colección efectiva.

5. Análisis térmico

La producción de energía eléctrica en una central termosolar, tanto de concentradores cilindro parabólicos compuestos como concentradores lineales Fresnel, se basa en el calentamiento de un fluido que atraviesa una zona de captación, obteniendo el fluido a una temperatura mayor, por lo tanto, el elemento encargado de este incremento en la temperatura es el tubo absorbente.

En este capítulo se describe el balance de energía que se da en las diferentes regiones del tubo por medio de los mecanismos de transferencia de calor: radiación, conducción y convección. El análisis se inicia desde el exterior, determinando a una temperatura ambiente y a una temperatura de concentración la temperatura del fluido de acuerdo a la geometría y pérdidas de calor dadas en el sistema. La figura **5-1** muestra el diagrama de balance de energía unidimensional en el sistema, en el cual se identifican las siguientes superficies:

- 1: Fluido de trabajo
- 2: Cara interna del tubo absorbedor
- 3: Cara externa del tubo absorbedor
- 4: Cara interna del tubo envolvente
- 5: Cara externa del tubo envolvente
- 6: Aire
- 7: Temperatura ambiente

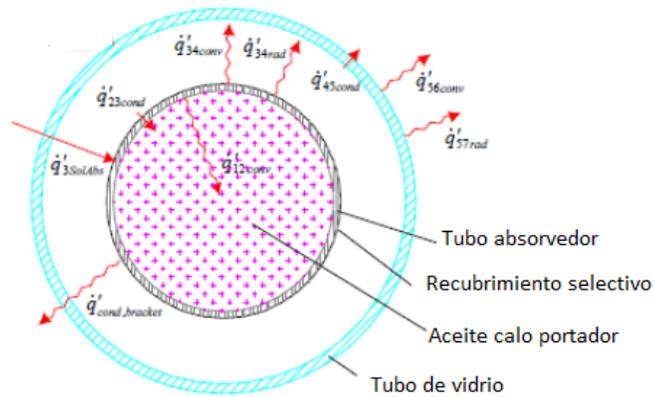


Figura 5-1.: Diagrama del balance de energía unidimensional en el tubo [46]

A partir del diagrama de la figura 5-1 se puede determinar la siguiente red de resistencias, mostrada en la figura 5-2

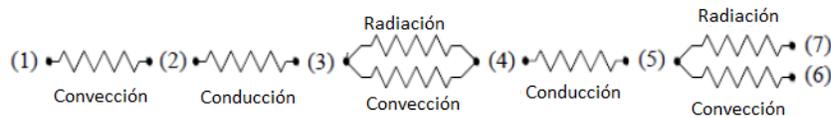


Figura 5-2.: Modelo térmico de resistencias [46]

Dado que el análisis propuesto empieza desde el exterior, el estudio iniciará desde el final de la red y hacia adelante teniendo:

- q_{57} Transferencia de calor por radiación entre la cara externa del tubo envolvente y el medio ambiente:

Como se estudió en capítulos anteriores, todo lo que nos rodea es alcanzado por radiación a diferentes longitudes de onda, el flujo de radiación que incide sobre un cuerpo es llamado irradiación. Cuando la radiación alcanza una superficie, parte de ella es absorbida, reflejada y transmitida como se muestra en la figura 5-3.

En la práctica y como consideración en este trabajo se trabaja con una reflexión especular, es decir que el ángulo de incidencia es el mismo que el ángulo de reflexión,

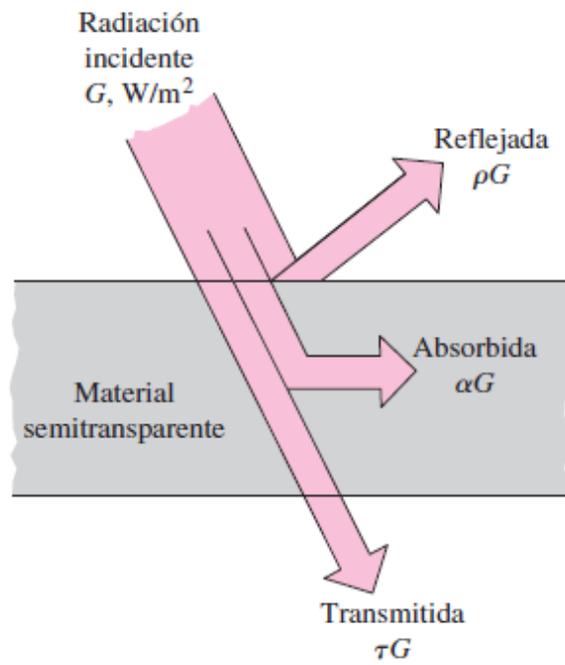


Figura 5-3.: Efectos de la radiación cuando alcanza una superficie

[1]

si se deseara una implementación física, se esperaría que el material del concentrador sea lo más liso posible, es decir que la altura de aspereza del material sea menor que la longitud de onda de la radiación incidente. Además para el caso de de los metales como el aluminio, la absorptividad aumenta con la temperatura de la fuente. Teniendo en cuenta estas pérdidas, la razón neta de transferencia de calor por radiación de una superficie expuesta a radiación solar y atmosférica está dada por:

$$\dot{q}_{57rad} = \alpha_s G_{solar} + \varepsilon \sigma (T_{cielo}^4 - T_s^4) \quad (5-1)$$

Donde σ es la constante de Stefan-Boltzman: $5,67 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$, ε es la emisividad de la cara externa del vidrio, T_s es la temperatura de la cara externa del vidrio envolvente y T_s es la temperatura ambiente.

La energía solar total que incide sobre una unidad de área de una superficie horizontal es:

$$G_{solar} = G_D \cos(\theta) + G_d \quad (5-2)$$

Donde G_D es la componente directa de la radiación solar que incide sobre la tierra y G_d es la componente difusa. Estos valores son dados por el modelo de radiación de Perrin de Brinchambaut

- q_{56} Transferencia de calor por convección entre la cara externa del tubo envolvente y el aire circundante: Se supone una convección natural, es decir, que no existe una corriente de aire de tal magnitud que afecte las pérdidas por convección. En caso en que la corriente del aire circundante sea lo suficientemente fuerte como para afectar las pérdidas de calor, se considera una convección forzada, que incrementa la velocidad de transferencia de calor desde un objeto caliente, aumentando las pérdidas de calor.

La transferencia de calor por convección es:

$$\dot{q}_{56conv} = h_{56} \pi D_5 (T_5^4 - T_7^4) \quad (5-3)$$

Donde el coeficiente de transferencia por convección h corresponde a:

$$h = Nu \frac{K_{56}}{D_5} \quad (5-4)$$

Donde el número de Nusselt para convección natural está dado por:

$$Nu = \left[0,60 + \frac{0,387 R_{ad}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,697} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (5-5)$$

Y el número de Ryleigh es:

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3}{\nu} P_r \quad (5-6)$$

- q_{45} Transferencia de calor por conducción entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo envolvente

La transferencia de calor por conducción se expresa como:

$$\dot{q}_{45cond} = \frac{2K_{45}\pi(T_4 - T_5)}{\ln(D_5/D_4)} \quad (5-7)$$

Donde T_4 Es la temperatura de la cara interna del vidrio envolvente , K_{45} es la conductividad térmica del vidrio a una temperatura T_5 y D_4 es el diámetro interno del tubo envolvente.

- q_{34} Transferencia de calor por convección entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa, esta depende de la presión de la corona anular entre cilindros, en este trabajo se trabaja con una presión al vacío entre los tubos, es decir que no existen pérdidas por convección entre los tubos
- q_{34} Transferencia de calor por radiación entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa

La transferencia de calor por radiación está dada por:

$$\dot{q}_{34rad} = \frac{\sigma\pi D_3(T_3^4 - T_4^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_3}\right) + \frac{(1-\varepsilon_4)D_3}{\varepsilon_4 D_4}} \quad (5-8)$$

Donde ε_3 es la emisividad del recubrimiento selectivo, ε_4 es la emisividad del vidrio.

- q_{32} Transferencia de calor por conducción entre la cara externa del tubo absorbente y la cara interna del tubo envolvente

La transferencia de calor por conducción corresponde a:

$$\dot{q}_{32cond} = \frac{2K_{23}\pi(T_2 - T_3)}{\ln(D_3/D_2)} \quad (5-9)$$

Donde K_{23} es el coeficiente de conducción de la pared del absorbedor, T_2 es la temperatura de la superficie interna del tubo envolvente, T_3 es la temperatura de la cara externa del tubo absorbedor, D_2 es el diámetro interno y D_3 es el diámetro externo.

- q_{21} Transferencia de calor por convección entre la cara interna del tubo absorbente y el fluido de trabajo

La transferencia de calor por convección está dada por:

$$\dot{q}_{21conv} = hD_2\pi(T_2 - T_1) \quad (5-10)$$

Donde el coeficiente de convección es:

$$h = Nu \frac{K_1}{D_2} \quad (5-11)$$

El fluido térmico que se va a trabajar en esta aplicación para el caso de ambos modelos es un aceite térmico con las siguientes propiedades:

- Densidad $\rho = 766 \text{ Kg/m}^3$
- Viscosidad cinemática $\nu = 4,24 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
- Calor específico $C_p = 2000 \text{ J/KgK}$
- Conductividad térmica $K = 0,128 \text{ W/mK}$

5.1. Desarrollo térmico para Bogotá

Como aplicación para la región de Bogotá se toma como base el trabajo de José Manuel González Vázquez y José Manuel Moreno Berrocal [54] quienes diseñan un campo de colectores solares del tipo cilindro parabólico para una planta productora de leche. Entre los parámetros de interés se tiene que la temperatura de entrada al campo de concentradores solares es de 358 K y como temperatura de salida se tiene 483 K.

5.1.1. Desarrollo térmico del modelo cilindro parabólico compuesto

De los resultado obtenidos en el capítulo 5 se trabaja con un tubo con las medidas comerciales más próximas dadas por los cálculos obteniendo la tabla 5-1 de valores a trabajar:

Para empezar el análisis se debe determinar las temperaturas de las superficies de cada elemento que compone el colector, esto se hace por medio de análisis de elementos finitos de la herramienta SolidWorks. En la figura 5-4 se muestra la distribución de temperaturas de la lámina de aluminio, aplicando las cargas de la irradiancia obtenida del trazado de rayos partiendo de una temperatura ambiente de 15°.

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
D_2	Diámetro interno del tubo absorbente	0,060	m
D_3	Diámetro externo del tubo absorbente	0,070	m
D_4	Diámetro interno del tubo envolvente	0,122	m
D_5	Diámetro externo del tubo envolvente	0,125	m

Cuadro 5-1.: Dimensionamiento del tubo absorbedor y envolvente para el concentrador parabólico compuesto en Bogotá

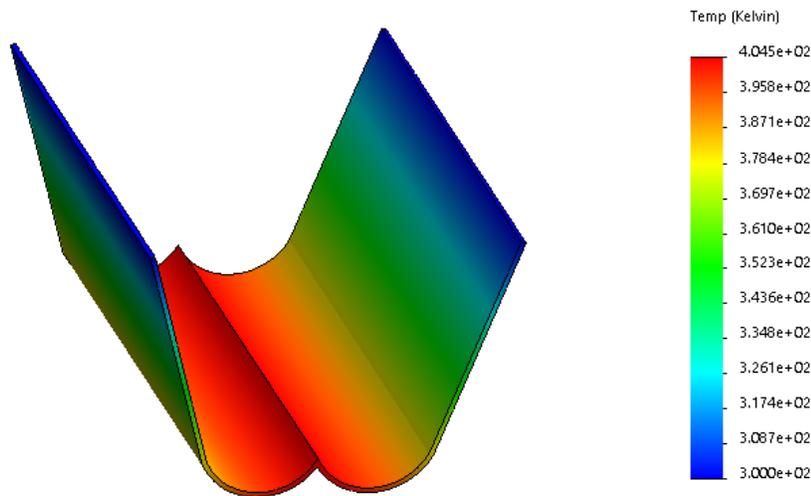


Figura 5-4.: Distribución de temperatura sobre el colector solar para las condiciones de Bogotá

De acuerdo a la temperatura máxima alcanzada por el colector, es posible simular el medio ambiente para obtener la temperatura del aire circundante. La figura 5-11 muestra la distribución de temperatura del medio ambiente y como afecta el concentrador, y las temperaturas que se alcanzan a concentrar en el área del tubo colector.

A partir de las condiciones ambientales iniciales es posible calcular la temperatura en las superficies de los tubos envolvente y absorbente. La figura 5-6 muestra la distribución de temperatura para el tubo envolvente.

Conociendo la temperatura de la cara interna del tubo envolvente es posible simular el comportamiento del tubo absorbente como se muestra en la figura 5-7.

De esta forma se obtienen las temperaturas necesarias para el cálculo de las pérdidas de calor dando como resultado el cuadro 5-2:

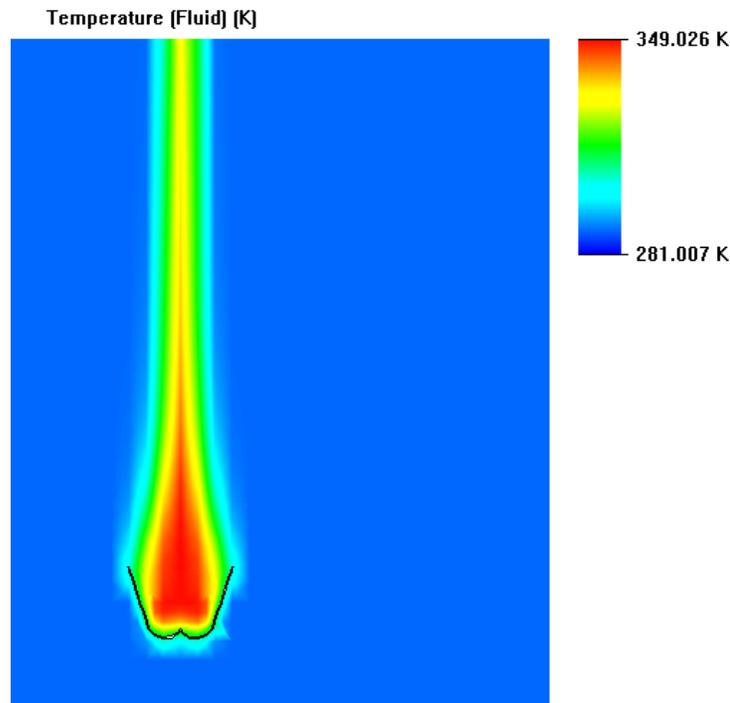


Figura 5-5.: Distribución de temperatura ambiente en Bogotá

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
T_2	Temperatura de la cara interna del tubo absorbente	411	K
T_3	Temperatura de la cara externa del tubo absorbente	409	K
T_4	Temperatura de la cara interna del tubo envolvente	407	K
T_5	Temperatura de la cara externa del tubo envolvente	405	K
T_6	Temperatura del aire circundante	349	K
T_7	Temperatura ambiente	288	K

Cuadro 5-2.: Resultados de las temperaturas superficiales del tubo del concentrador parabólico compuesto para Bogotá

Una vez definidos los datos de trabajo se realiza el reemplazo en la ecuaciones teóricas estudiadas en la sección anterior.

- q_{57} Transferencia de calor por radiación entre el medio ambiente y la cara externa del tubo envolvente:

La transferencia de calor por radiación está dada por:

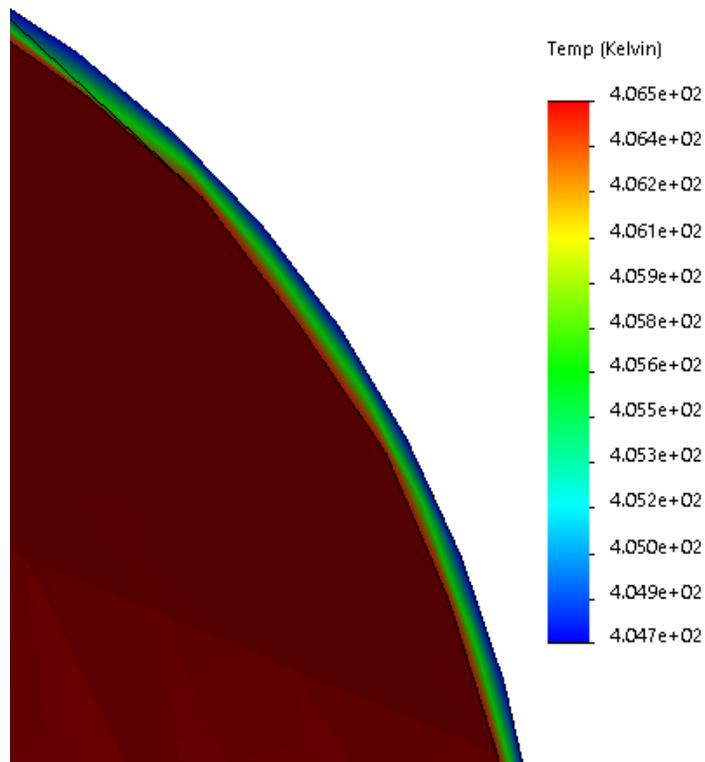


Figura 5-6.: Distribución de temperatura en el tubo envolvente en las condiciones de Bogotá

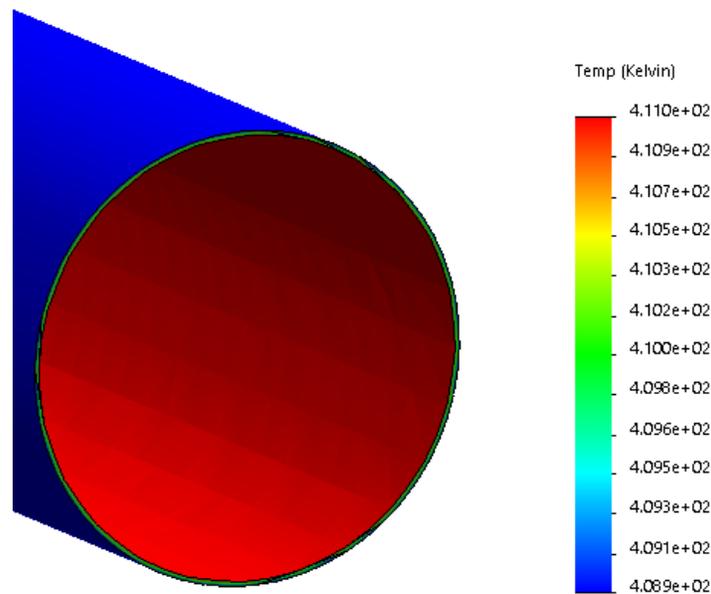


Figura 5-7.: Distribución de temperatura en el tubo absorbedor en las condiciones de Bogotá

$$\dot{q}_{57rad} = \alpha_s G_{solar} + \varepsilon \sigma (T_{cielo}^4 - T_s^4)$$

$$\dot{q}_{57rad} = 37,53W \quad (5-12)$$

- q_{56} Transferencia de calor por convección entre la cara externa del tubo envolvente y el aire circundante: Se supone una convección natural, es decir, que no existe una corriente de aire de tal magnitud que afecte las pérdidas por convección

$$T_f = \frac{T_5 + T_6}{2} = 377K = 103^\circ \quad (5-13)$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0,0026 \quad (5-14)$$

Las propiedades del aire a 103° son:

- Viscosidad cinemática $\nu = 2,3384 * 10^{-5} m^2/s$
- Número de Prandtl $Pr = 0,71053$

Para determinar el número de Rayleigh:

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3 P_r}{\nu} P_r$$

$$R_{ad} = \frac{90,0026(405 - 349)(0,125)^3}{(2,3384 \times 10^{-5} m^2/s)^2} 0,71053$$

$$R_{ad} = 3,62 * 10^6$$

Reemplazando para determinar el número de Nusselt se obtiene:

$$Nu = [0,60 + \frac{0,387 R_{ad}^{1/6}}{[1 + (\frac{0,559}{P_r})^{9/16}]^{8/27}}]^2$$

$$Nu = [0,60 + \frac{0,387(5,31 \times 10^5)^{1/6}}{[1 + (\frac{0,559}{0,7228})^{9/16}]^{8/27}}]^2$$

$$Nu = 3,98$$

Finalmente el coeficiente de transferencia por convección h está dado por:

$$h = Nu \frac{k_{56}}{D_5}$$

$$h = 4 \frac{0,082}{0,125}$$

$$h = 2,61 W/m^2 K$$

La transferencia de calor por convección está dada por:

$$\dot{q}_{56conv} = h_{56} \pi 2rL(T_5 - T_6)$$

$$\dot{q}_{56conv} = 2,624 \pi 2(0,0675m)(1m)((405) - (349))$$

$$\dot{q}_{56conv} = 619,88W \quad (5-15)$$

—

- q_{45} Transferencia de calor por conducción entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo envolvente

La transferencia de calor por conducción está dada por:

$$\dot{q}_{45cond} = \frac{2K_{45}\pi L(T_4 - T_5)}{\ln(D_5/D_4)}$$

$$\dot{q}_{45cond} = \frac{2(0,82)\pi(1m)(407 - 405)}{\ln(0,125m/0,122m)}$$

$$\dot{q}_{45cond} = 424,17W \quad (5-16)$$

- q_{34} Transferencia de calor por convección entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo envolvente, esta depende de la presión de la corona anular entre cilindros, en este trabajo se trabaja con una presión al vacío entre los tubos, es decir que no existen pérdidas por convección entre los tubos

- q_{34} Transferencia de calor por radiación entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo absorbedor

La transferencia de calor por radiación está dada por:

$$\dot{q}_{34rad} = \frac{\sigma \pi D_3 L (T_3^4 - T_4^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_3}\right) + \frac{(1-\varepsilon_4)D_3}{\varepsilon_4 D_4}}$$

$$\dot{q}_{34rad} = \frac{(5,67 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2 \text{k}^4) \pi (1\text{m}) (0,070\text{m}) ((409)^4 - (407)^4)}{\left(\frac{1}{(0,082)}\right) + \frac{(1-(0,82))(0,070\text{m})}{(0,82)(0,122\text{m})}}$$

$$\dot{q}_{34rad} = 0,50\text{W} \quad (5-17)$$

- q_{32} Transferencia de calor por conducción entre la cara externa del tubo absorbente y la cara interna del tubo envolvente

La transferencia de calor por conducción está dada por:

$$\dot{q}_{32cond} = \frac{2K_{23}\pi L(T_2 - T_3)}{\ln(D_3/D_2)}$$

$$\dot{q}_{32cond} = \frac{2(16,3)\pi(1\text{m})(411-409)}{\ln(0,070/0,065)}$$

$$\dot{q}_{32cond} = 2,76\text{KW} \quad (5-18)$$

- q_{21} Transferencia de calor por convección entre la cara interna del tubo absorbente y el fluido de trabajo

Para la transferencia de calor por convección el número de Nusselt depende del tipo de fluido de trabajo, si el flujo es laminar o turbulento, y este dato está dado directamente por la aplicación específica que se desee. Para el caso de trabajo de altas temperaturas se debe garantizar un régimen turbulento para que asegure una buena refrigeración del tubo por parte del fluido [54], para asegurar este régimen de trabajo se utiliza un número de Reynolds de 4×10^5 y se obtiene la velocidad con las condiciones del fluido dado por:

$$Re = \frac{vL_c}{\nu}$$

$$\frac{4 \cdot 10^5 (3,25 \cdot 10^{-4})}{0,060\text{m} \cdot 766\text{kg/m}^3} = v$$

$$v = 2,82\text{m/s} \quad (5-19)$$

Ya que el número de Reynolds es mayor a 2300, el fluido se puede considerar como un flujo turbulento, es decir que el valor del número de Nusselt está dado por:

$$Nu = \frac{f_2/8(Re - 1000)P_{r1}}{1 + 12,7\sqrt{f_2/8}(P_{r1}^{2/3} - 1)} \quad (5-20)$$

Donde f_2 está dado por:

$$f_2 = (1,82 \log_{10}(Re) - 1,64)^{-2} \quad (5-21)$$

Reemplazando se obtiene:

$$\begin{aligned} f_2 &= 73,20 \\ Nu &= 1261,71 \quad h = 1591,7 \end{aligned}$$

La transferencia de calor por convección es:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{21conv} &= hD_2\pi L(T_2 - T_1) \\ \dot{q}_{21conv} &= 1591,7(0,065m)(1m)\pi(411 - 409) \\ \dot{q}_{21conv} &= 649,77W \end{aligned} \quad (5-22)$$

Para determinar el tamaño de un campo solar con colectores cilindro parabólico compuestos se determina el flujo másico, que para este caso de estudio se aplica a una planta de producción láctea, y está dado por: $\dot{m} = 6,634kg/s$. Con este valor de flujo másico es posible determinar la cantidad de calor que el sistema requiere, este está dado por:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}c_p\Delta T \\ \dot{Q} &= 6,634kg/s(2000J/kgK)(483K - 358K) \\ \dot{Q} &= 995KW \end{aligned} \quad (5-23)$$

Teniendo el calor requerido por la planta se determina el calor total del sistema de colector solar sumando los valores obtenidos obteniendo un flujo de calor dado por:

$$\dot{Q}_p = 4,492KW \quad (5-24)$$

Dado que estos valores están dados por metro de longitud la relación entre la ecuación 5.1.1 obtenemos el valor de longitud necesaria de la planta para suplir las condiciones deseadas:

$$L = 220m \quad (5-25)$$

Adicionando un 55% de pérdidas termo-ópticas [55] [56], valor trabajado comúnmente en captadores cilindro parabólicos, la longitud necesaria para el sistema se aproxima a 340 m. La figura 5-8 muestra un modelo de como debería quedar un montaje con las especificaciones dadas. Para cumplir la longitud requerida se instalaron 4 filas en paralelo de una longitud de 85 metros cada una. En el comercio, la longitud estándar de cada cilindro es de aproximadamente 5m, por lo tanto, se requiere de 17 cilindros en serie para cada fila del montaje

La figura 5-9 muestra la distribución de temperaturas en el tubo envolvente comprobando que se alcanza la temperatura deseada a lo largo de la longitud calculada con la velocidad y demás parámetros dados.

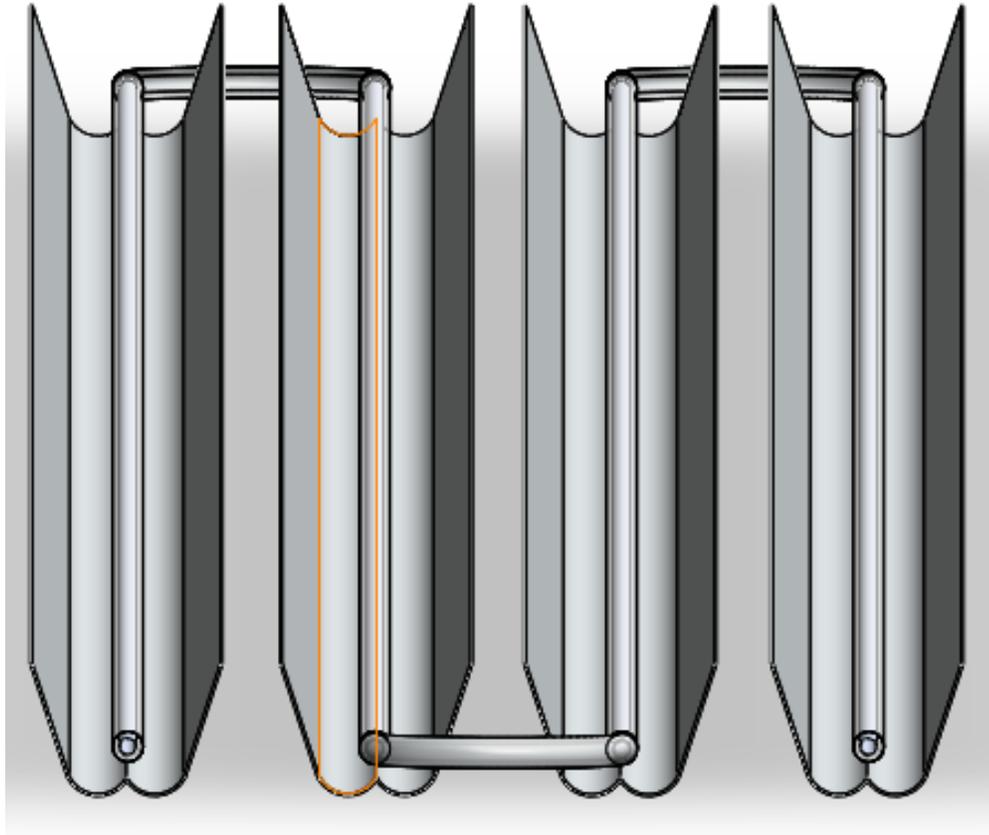


Figura 5-8.: Modelo de la instalación industrial de concentradores solares parabólicos compuestos

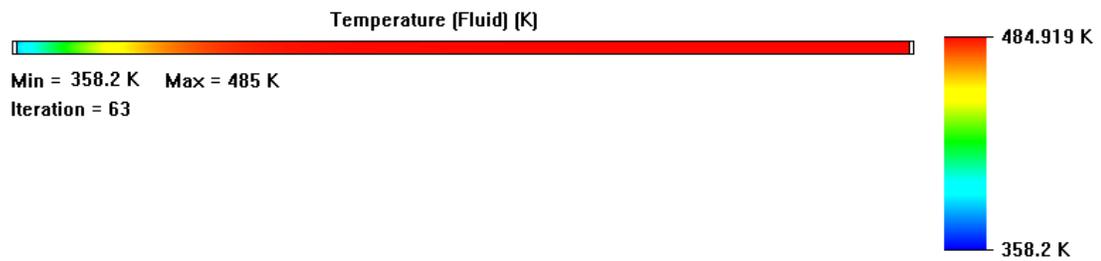


Figura 5-9.: Distribucion de temperatura del fluido en el tubo absorbedor con la longitud calculada cpc bogota

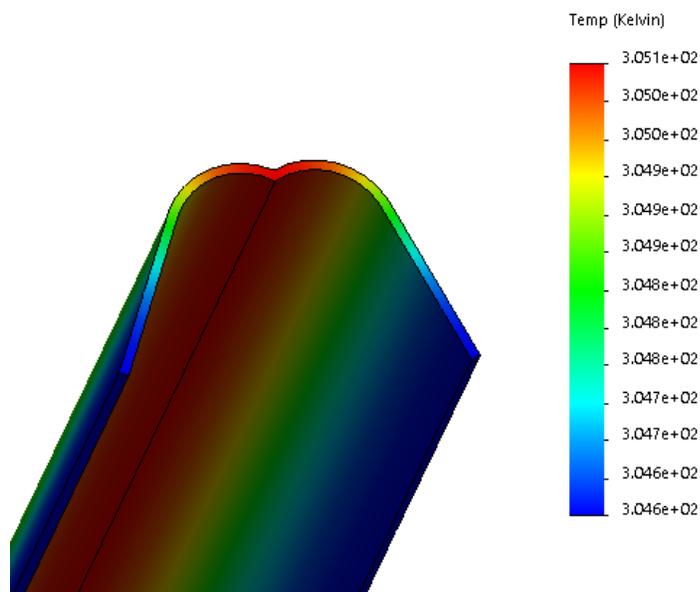


Figura 5-10.: Distribución de temperatura en la lámina de aluminio del modelo Fresnel para las condiciones ambientales de Bogotá

5.1.2. Desarrollo térmico del modelo Fresnel

De los resultados obtenidos en el capítulo 4 se trabaja con un tubo con las medidas comerciales más próximas dadas por los cálculos obteniendo el cuadro 5-3 de valores a trabajar:

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
D_2	Diámetro interno del tubo absorbente	0,028	m
D_3	Diámetro externo del tubo absorbente	0,032	m
D_4	Diámetro interno del tubo envolvente	0,045	m
D_5	Diámetro externo del tubo envolvente	0,048	m

Cuadro 5-3.: Dimensionamiento del tubo absorbedor y envolvente para el concentrador Fresnel lineal en Bogotá

De la misma forma que en el desarrollo del concentrador cilindro parabólico compuesto, se deben determinar las temperaturas de las caras de cada elemento que compone el colector, esto se hace por medio de análisis de elementos finitos de la herramienta SolidWorks®. En la figura 5-10 se muestra la distribución de temperaturas de la lámina de aluminio, aplicando las cargas de la irradiancia obtenida del trazado de rayos partiendo de una temperatura ambiente de 15°.

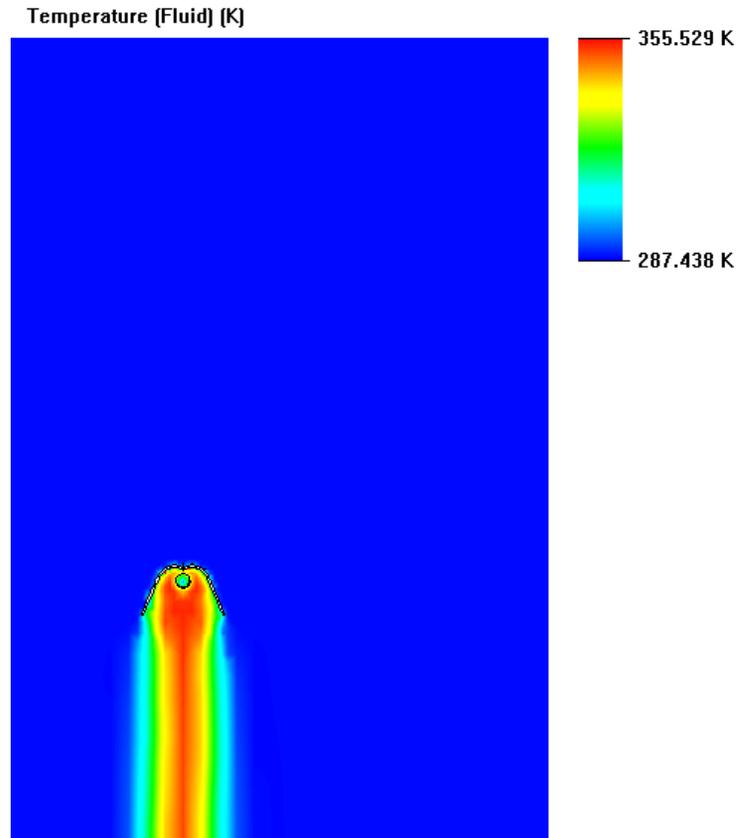


Figura 5-11.: Distribución de temperatura ambiente en Bogotá

De acuerdo a la temperatura máxima alcanzada por el colector, es posible simular el medio ambiente para obtener la temperatura del aire circundante. La figura 5-11 muestra la distribución de temperatura del medio ambiente y como afecta el concentrador, y las temperaturas que se alcanzan a concentrar en el área del tubo colector.

A partir de las condiciones ambientales iniciales es posible calcular la temperatura superficial de los tubos envolventes y absorbentes. La figura 5-12 muestra la distribución de temperatura para el tubo envolvente.

Conociendo la temperatura de la cara interna del tubo envolvente es posible simular el comportamiento del tubo absorbente, como se muestra en la figura 5-13.

De esta forma se obtienen las temperaturas necesarias para el cálculo de las pérdidas de calor obteniendo el cuadro 5-4

- q_{57} Transferencia de calor por radiación entre el medio ambiente y la cara externa del tubo envolvente: La transferencia de calor por radiación es:

$$\dot{q}_{57rad} = \alpha_s G_{solar} + \varepsilon \sigma (T_{cielo}^4 - T_s^4)$$

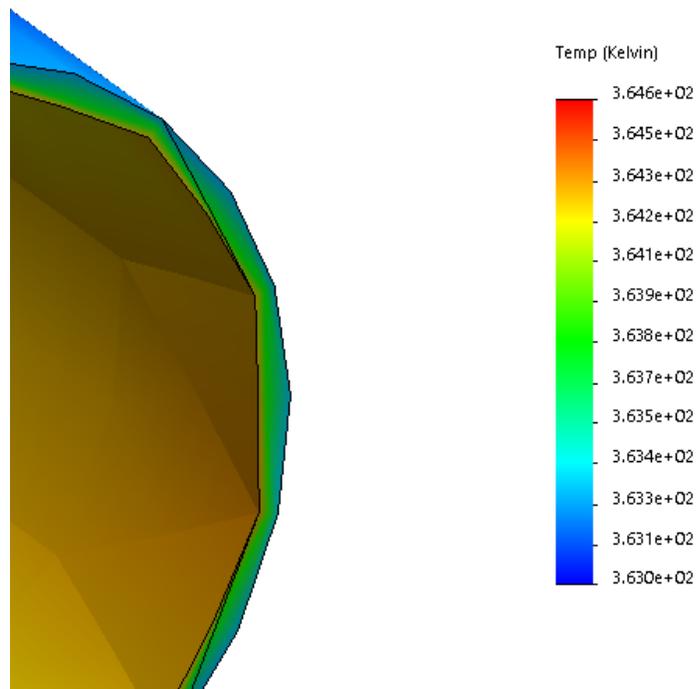


Figura 5-12.: Distribución de temperatura en el tubo envolvente del modelo Fresnel para las condiciones ambientales de Bogotá

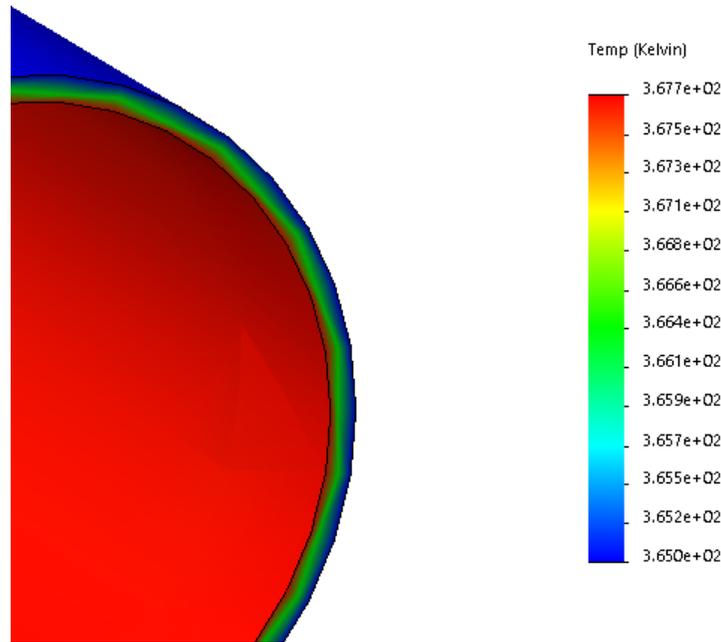


Figura 5-13.: Distribución de temperatura en el tubo absorbedor del modelo Fresnel para las condiciones ambientales de Bogotá

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
T_2	Temperatura de la cara interna del tubo absorbente	367,7	K
T_3	Temperatura de la cara externa del tubo absorbente	365	K
T_4	Temperatura de la cara interna del tubo envolvente	364.6	K
T_5	Temperatura de la cara externa del tubo envolvente	363	K
T_6	Temperatura del aire circundante	355	K
T_7	Temperatura ambiente	288	K

Cuadro 5-4.: Resultados de las temperaturas superficiales del tubo del concentrador lineal Fresnel para Bogotá

$$\dot{q}_{57rad} = 7,35W \tag{5-26}$$

- q_{56} Transferencia de calor por convección entre la cara externa del tubo envolvente y el aire circundante: Se supone una convección natural, es decir, que no existe una corriente de aire de tal magnitud que afecte las pérdidas por convección

La transferencia de calor por convección está dada por:

$$T_f = \frac{T_5 + T_6}{2} = \frac{363 + 355}{2} = 359K = 89^\circ \quad (5-27)$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0,0027 \quad (5-28)$$

Las propiedades del aire a 89° son:

- Viscosidad cinemática $\nu = 2,1911 * 10^{-5} m^2/s$
- Número de Prandtl $Pr = 0,71342$

Para determinar el número de Rayleigh:

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3}{\nu} Pr$$

$$R_{ad} = \frac{9,81 * 0,0027(363 - 355)(0,048)^3}{(2,1911 * 10^{-5} m^2/s)^2} 0,71342$$

$$R_{ad} = 3,48 * 10^4 \quad (5-29)$$

Reemplazando para determinar el número de Nusselt se obtiene:

$$Nu = \left[0,60 + \frac{0,387 R_{ad}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2$$

$$Nu = \left[0,60 + \frac{0,387(3,48 * 10^4)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,71342} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2$$

$$Nu = 1,83 \quad (5-30)$$

Finalmente el coeficiente de transferencia por convección h corresponde a:

$$h = Nu \frac{k_{56}}{D_5}$$

$$h = 1,83 \frac{0,082}{0,048}$$

$$h = 3,12 \quad (5-31)$$

La transferencia de calor por convección es:

$$\dot{q}_{56conv} = h_{56} \pi D_5 (T_5 - T_6)$$

$$\dot{q}_{56conv} = 3,12 \pi (0,048m) (363 - 355)$$

$$\dot{q}_{56conv} = 3,76W \quad (5-32)$$

- q_{45} Transferencia de calor por conducción entre la cara externa del tubo envolvente y cara interna del tubo envolvente

La transferencia de calor por conducción se obtiene por:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{45cond} &= \frac{2K_{45}\pi(T_4-T_5)}{\ln(D_5/D_4)} \\ \dot{q}_{45cond} &= \frac{2(0,82)\pi(364,6-363)}{\ln(0,048m/0,045m)} \\ \dot{q}_{45cond} &= 127,73W\end{aligned}\quad (5-33)$$

- q_{34} Transferencia de calor por convección entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo envolvente, esta depende de la presión de la corona anular entre cilindros, en este trabajo se trabaja con una presión al vacío entre los tubos, es decir que no existen pérdidas por convección entre los tubos
- q_{34} Transferencia de calor por radiación entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo absorbedor

La transferencia de calor por radiación corresponde a:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{34rad} &= \frac{\sigma\pi D_3(T_3^4-T_4^4)}{(\frac{1}{\varepsilon_3}) + \frac{(1-\varepsilon_4)D_3}{\varepsilon_4 D_4}} \\ \dot{q}_{34rad} &= \frac{(5,67*10^{-8})\pi(0,032m)((365)^4-(364,6)^4)}{(\frac{1}{(0,082)}) + \frac{(1-(0,82))(0,032m)}{(0,82)(0,045m)}} \\ \dot{q}_{34rad} &= 0,032W\end{aligned}\quad (5-34)$$

- q_{32} Transferencia de calor por conducción entre la cara externa del tubo absorbente y la cara interna del tubo absorbedor

La transferencia de calor por conducción es:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{32cond} &= \frac{2K_{23}\pi(T_2-T_3)}{\ln(D_3/D_2)} \\ \dot{q}_{32cond} &= \frac{2(16,3)\pi(367,7-365)}{\ln(0,032/0,028)} \\ \dot{q}_{32cond} &= 2,07KW\end{aligned}\quad (5-35)$$

- q_{21} Transferencia de calor por convección entre la cara interna del tubo absorbente y el fluido de trabajo

Para la transferencia de calor por convección el número de Nusselt depende del tipo de fluido de trabajo, si es laminar o turbulento, y este dato está dado directamente por la aplicación específica que se desee. Para el caso de trabajo de altas temperaturas se debe garantizar un régimen turbulento para que asegure una buena refrigeración del tubo por parte del fluido [54], para asegurar este régimen de trabajo se utiliza un número de Reynolds de $4 * 10^5$ y se obtiene la velocidad con las condiciones del fluido dado por:

$$Re = \frac{vL_c}{\nu}$$

$$\frac{4*10^5(3,25*10^{-4})}{0,028m*766kg/m^3} = v$$

$$v = 6,06m/s \quad (5-36)$$

Ya que el número de Reynolds es mayor a 4000, el fluido se puede considerar como un flujo turbulento, es decir que el valor del número de Nusselt está dado por:

$$Nu = \frac{f_2/8(Re - 1000)P_{r1}}{1 + 12,7\sqrt{f_2/8}(P_{r1}^{2/3} - 1)} \quad (5-37)$$

Donde f_2 está dado por:

$$f_2 = (1,82\log_{10}(Re) - 1,64)^{-2} \quad (5-38)$$

Reemplazando se obtiene:

$$f_2 = 73,20$$

$$Nu = 1261,71$$

$$h = 1591,7$$

La transferencia de calor por convección corresponde a:

$$\dot{q}_{21conv} = hD_2\pi(T_2 - T_1)$$

$$\dot{q}_{21conv} = 1591,7(0,028m)\pi(367,7 - 366,4)$$

$$\dot{q}_{21conv} = 181,9W \quad (5-39)$$

Para determinar el tamaño de un campo solar con colectores lineales tipo Fresnel se determina el flujo másico, se utiliza las mismas condiciones de cálculo que el caso anterior, teniendo un flujo másico dado por: $\dot{m} = 6,634kg/s$. Con este valor de flujo másico es posible determinar la cantidad de calor que el sistema requiere, este está dado por:

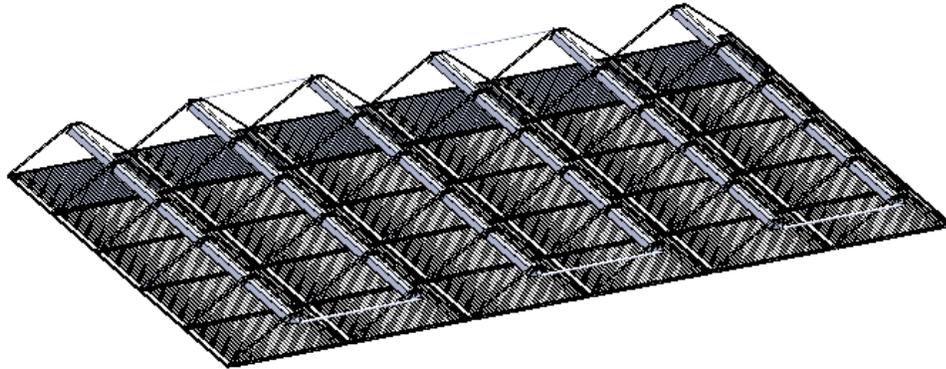


Figura 5-14.: Modelo de la instalación industrial de concentradores tipo Fresnel lineal

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T$$

$$\dot{Q} = 6,634kg/s(2000J/kgK)(553K - 478K)$$

$$\dot{Q} = 995,1KW \quad (5-40)$$

Teniendo el calor requerido por la planta se determina el calor total del sistema de colector solar sumando los valores obtenidos obteniendo un flujo de calor dado por:

$$\dot{Q}_p = 2,55KW \quad (5-41)$$

Dado que estos valores están dados por metro de longitud la relación entre la ecuación 5.1.2 obtenemos el valor de longitud necesaria de la planta para suplir las condiciones deseadas:

$$L = 390m \quad (5-42)$$

Adicionando un 55% de pérdidas termo-ópticas [55] [56], valor trabajado comúnmente en captadores cilindro parabólicos, la longitud necesaria para el sistema se aproxima a 570 m. La figura 5-14 muestra un modelo de como debería quedar un montaje con las especificaciones dadas. Para cumplir la longitud requerida se instalaron 6 filas en paralelo de una longitud de 95 metros cada una, diez metros más por fila que para un campo de concentradores Fresnel.

La figura 5-15 muestra la distribución de temperaturas en el tubo envolvente comprobando que se alcanza la temperatura deseada a lo largo de la longitud calculada con la velocidad y demás parámetros dados.

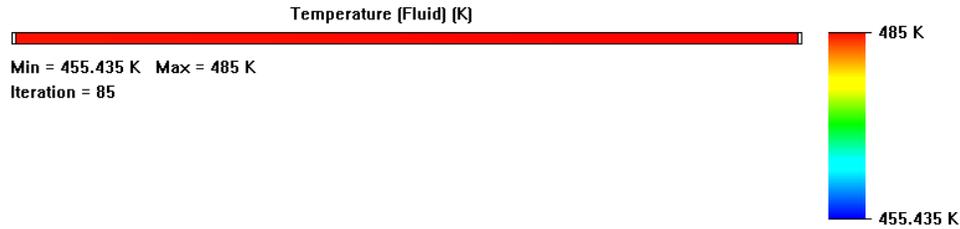


Figura 5-15.: Distribución de temperatura del fluido en el tubo absorbedor con la longitud calculada

5.2. Resultados

El cuadro 5-5 resume los resultados de las pérdidas de calor calculadas para el modelo parabólico compuesto, con una longitud total de 340 m de tubería.

Símbolo	Valor	Unidades
\dot{q}_{57rad}	37.53	W
\dot{q}_{56conv}	619.88	W
\dot{q}_{45cond}	424.17	W
\dot{q}_{34rad}	0.5	W
\dot{q}_{32cond}	2.76	KW
\dot{q}_{21conv}	649.77	W

Cuadro 5-5.: Resultados de las pérdidas de calor en el concentrador parabólico compuesto para Bogotá

El cuadro 5-6 resume los resultados de las pérdidas de calor calculadas para el modelo Fresnel lineal, con una longitud total de 570 m de tubería.

En la gráfica de la figura 5-16 se ilustra claramente la diferencias en cuanto a los flujos de calor en cada una de las regiones de ambos modelos.

Se identifica que la diferencia de diámetros y temperaturas incidentes tienen consecuencias directamente proporcionales en cuanto a las pérdidas de calor. Además la fabricación de los tubos con la misma configuración repercute en una pérdida muy baja de radiación entre los dos tubos para ambos casos. Para el caso del concentrador Fresnel la pérdida de calor por radiación entre el ambiente y la cara externa del tubo envolvente es considerablemente menor que para el modelo compuesto por verse menos expuesto al ambiente. En el caso de la literatura del trabajo de José Manuel González Vázquez y José Manuel Moreno Berroca[54]

Símbolo	Valor	Unidades
\dot{q}_{57rad}	7.35	W
\dot{q}_{56conv}	3.76	W
\dot{q}_{45cond}	127.73	W
\dot{q}_{34rad}	0.032	W
\dot{q}_{32cond}	2.07	KW
\dot{q}_{21conv}	181.9	W

Cuadro 5-6.: Resultados de las pérdidas de calor en el concentrador lineal Fresnel para Bogotá

donde se obtuvo una longitud total requerida de 593 metros, se puede decir que, las longitudes obtenidas se encuentran dentro de los rangos comerciales. Los montajes industriales reales tienen una configuración de instalación denominada "alimentación central" y consiste en ubicar las filas de colectores solares en forma de U con un número par de concentradores a cada lado. Para hacer efectiva esta configuración, se requiere de válvulas adicionales a la entrada de cada fila de concentradores para equilibrar las caídas de presión y mantener el caudal de fluido constante para cada fila, esta instalación facilita el mantenimiento, adicionando espacio entre filas para el paso de un vehículo.

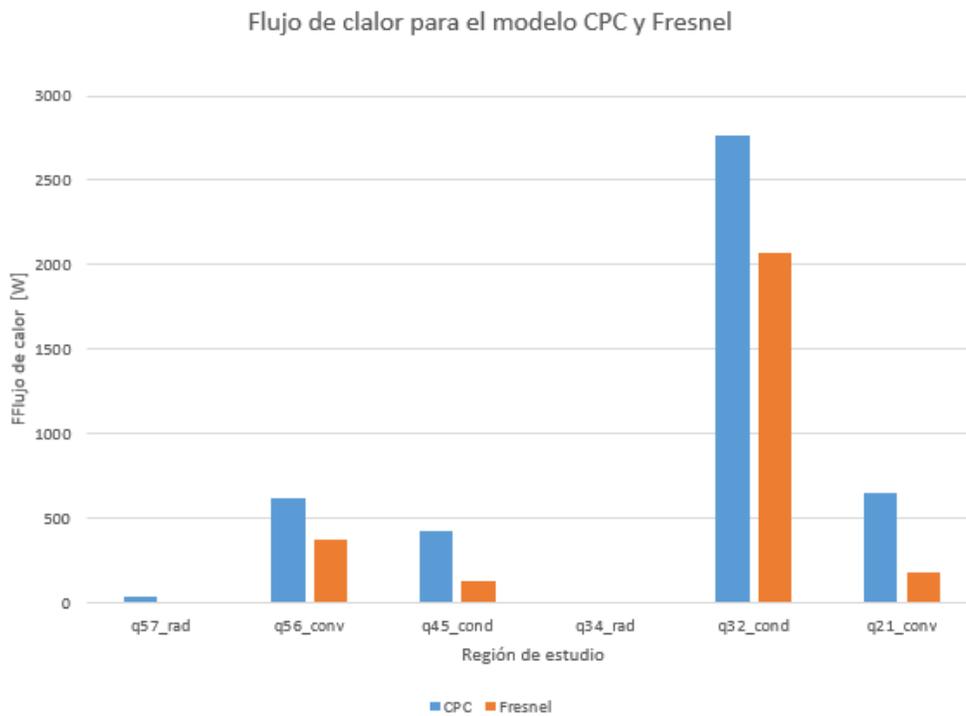


Figura 5-16.: Representación comparativa entre los flujos del modelo CPC y Fresnel

6. Aplicación industrial para una desalinizadora en la Guajira

6.1. Desarrollo modelo cilindro parabólico compuesto

Con el fin de obtener un modelo del funcionamiento de una planta real, se utilizó el diseño de una planta desalinizadora de agua ubicada en la Guajira, en su capital Riohacha. Siendo esta una ciudad costera cuenta con un recurso solar más amplio que la ciudad de Bogotá como lo muestra la gráfica de la figura **6-1** tomada del atlas de radiación solar de Colombia [30].

De la figura **6-1** se puede concluir que el mes más favorable en cuanto incidencia de radiación solar es el mes de Julio con un promedio de $6.3 \text{ KWh}/\text{m}^2$ al día, y el menos favorable, el mes de diciembre con $4.9 \text{ KWh}/\text{m}^2$ al día. Igual que para el desarrollo geométrico en Bogotá donde se toma un día promedio de este mes: el día 349 del año, correspondiente al 15 de Diciembre. Las tablas calculadas de las demás horas del día se encuentran adjuntas en el Anexo B

Aplicando el modelo de radiación de Perrin de Brinchambaut, se obtiene la tabla de la figura **6-2** obteniendo un ángulo de $16,20^\circ$ con una concentración de 2,10 con ubicación de Este-Oeste

Finalmente y siguiendo el mismo modelo teórico de la geometría de los colectores, se obtiene el modelo de concentrador parabólico compuesto (CPC) mostrado en la figura **6-3**. Con respecto al modelo de Bogotá , el diámetro del tubo externo aumento un 16% y el interno un 28%. En cuando a la apertura, el modelo de Riohacha es un 5% más cerrado debido a un ángulo de aceptación menor.

Aplicando la simulación de trazado de rayos, se obtiene la figura **6-4** demostrando que la geometría satisface la mayor cantidad de rayos incidentes sobre el colector.

6.1.1. Desarrollo del modelo térmico

De acuerdo a lo calculado en la sección anterior, el cuadro **6-1** resume el dimensionamiento a tener en cuenta en los cálculos de las pérdidas de calor de los tubos absorbente y envolvente: Al igual que con el desarrollo para la región de Bogotá el análisis térmico se realiza partiendo del exterior, por lo tanto en la figura **6-5** muestra la distribución de temperatura de la lámina

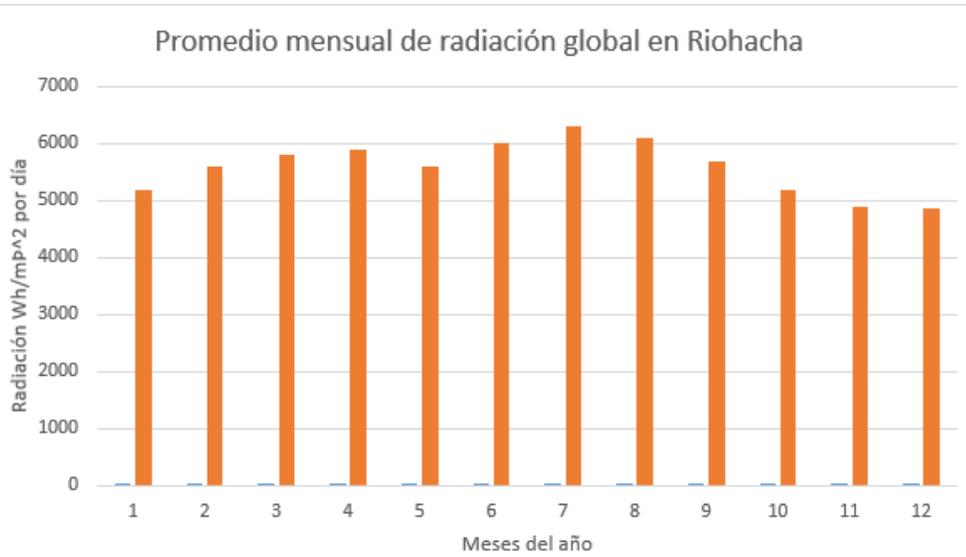


Figura 6-1.: Promedio mensual de radiación incidente en Riohacha [30]

Hora	Angulo de incidencia		Concentracion	
	Este-Oeste	Norte-sur	Este-Oeste	Norte-sur
6	1,522206096	168,6119605	1,001181668	1,163638679
7	19,60838371	118,0016974	1,453337738	1,018714056
8	30,60427087	130,3396055	1,378497007	1,000666115
9	33,29451714	178,5014052	1,049313399	1,854920617
10	16,20395261	170,7000531	2,101272902	1,150177274
11	41,75054756	150,2786606	1,266773007	2,020372326
12	0	106,4572996		2,862663859
13	41,75054756	168,6119605	1,266773007	1,163638679
14	26,20395261	118,0016974	1,139235707	1,018714056
15	33,29451714	130,3396055	1,049313399	1,000666115
16	30,60427087	178,5014052	1,378497007	1,854920617
17	19,60838371	170,7000531	1,453337738	1,150177274
18	7,22800535	150,2786606	1,233971463	2,020372326
19	77,30049048	106,4572996	1,057568948	2,862663859

Figura 6-2.: Cálculo del ángulo de aceptación solar para Riohacha

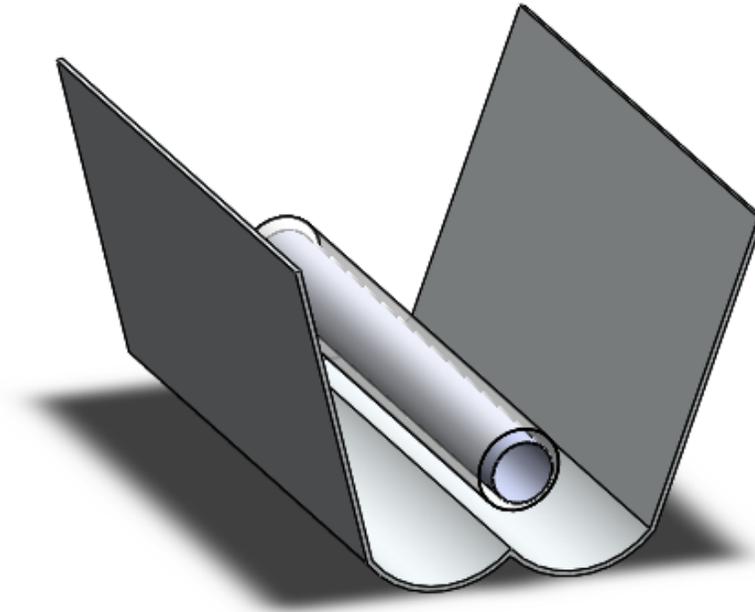


Figura 6-3.: Modelo sólido del concentrador cilindroparabólico compuesto diseñado para Riohacha

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
D_2	Diámetro interno del tubo absorbente	0,090	m
D_3	Diámetro externo del tubo absorbente	0,095	m
D_4	Diámetro interno del tubo envolvente	0,142	m
D_5	Diámetro externo del tubo envolvente	0,145	m

Cuadro 6-1.: Dimensionamiento del tubo absorbedor y envolvente para el concentrador parabólico compuesto en la Guajira

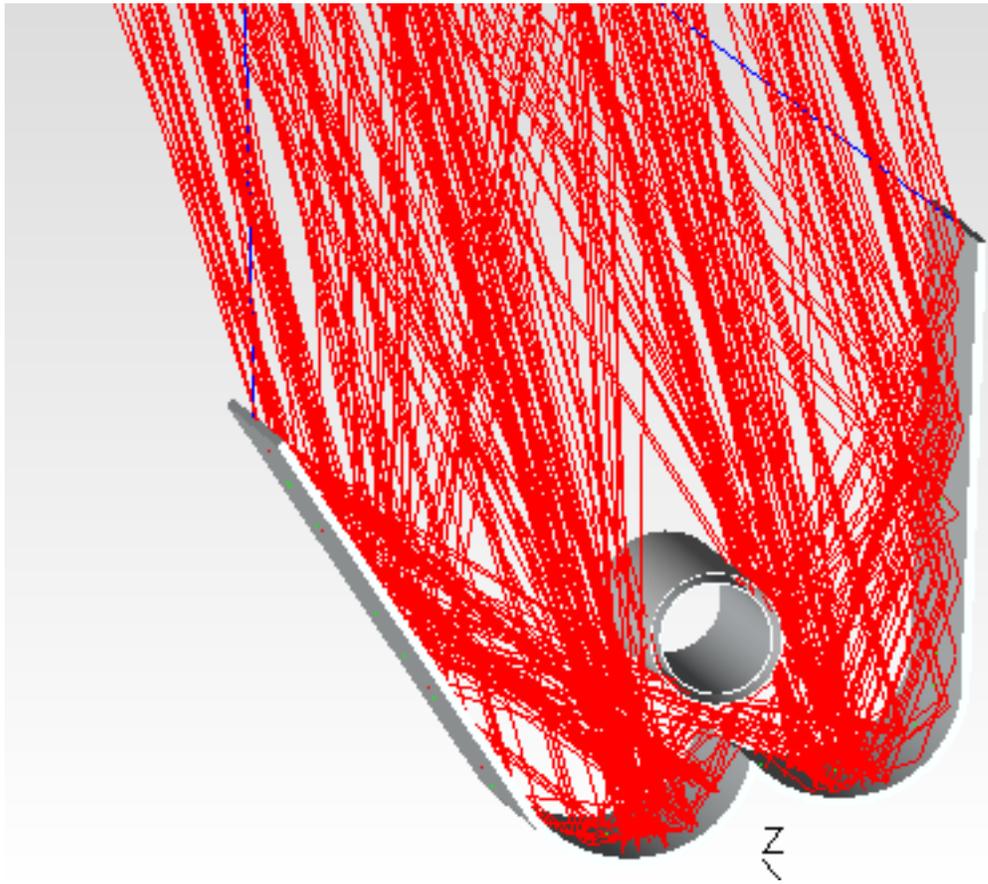


Figura 6-4.: Simulación de trazado de rayos para el modelo de Riohacha del CPC

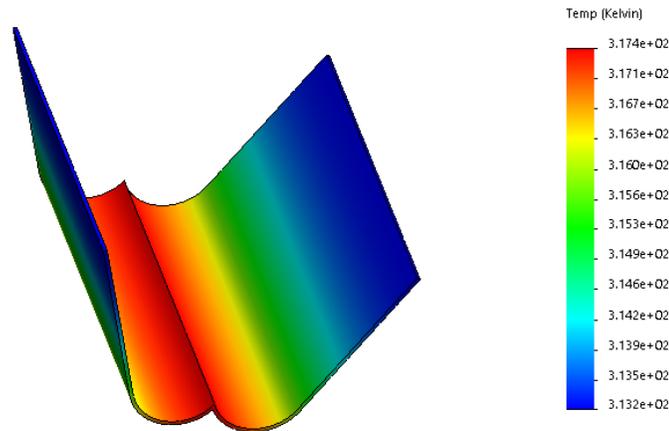


Figura 6-5.: Distribución de temperatura en la lámina de aluminio para la Guajira

de aluminio aplicando las cargas de la irradiancia obtenida del trazado de rayos, partiendo de una temperatura ambiente de 28° , siendo la temperatura promedio de la región.

De acuerdo a la temperatura máxima alcanzada por el colector, es posible simular el medio ambiente para obtener la temperatura del aire circundante. La figura 6-6 muestra la distribución de temperatura del medio ambiente y como afecta el concentrador, y las temperaturas que se alcanzan a concentrar en el área del tubo colector.

Con los datos ambientales iniciales es posible simular las temperaturas en las superficies de los tubos envolvente y absorbente, incluyendo los flujos de irradiación dados por el trazado de rayos se obtiene una distribución de temperatura aproximada. En la figura 6-7 se muestra la distribución de temperatura para el tubo envolvente

De la misma forma y conociendo la temperatura de la cara externa del tubo envolvente se puede simular la distribución de temperaturas en el tubo absorbente adicionando la irradiancia incidente obtenida por el trazado de rayos, obteniendo la distribución de temperaturas mostrada en la figura 6-8.

De esta forma se obtienen las temperaturas necesarias para el cálculo de las pérdidas de calor obteniendo el cuadro 6-2

- q_{57} Transferencia de calor por radiación entre el medio ambiente y la cara externa del tubo envolvente:

La transferencia de calor por radiación está dada por:

$$\dot{q}_{57rad} = \alpha_s G_{solar} + \varepsilon \sigma (T_{cielo}^4 - T_s^4)$$

$$\dot{q}_{57rad} = 71,24W \quad (6-1)$$

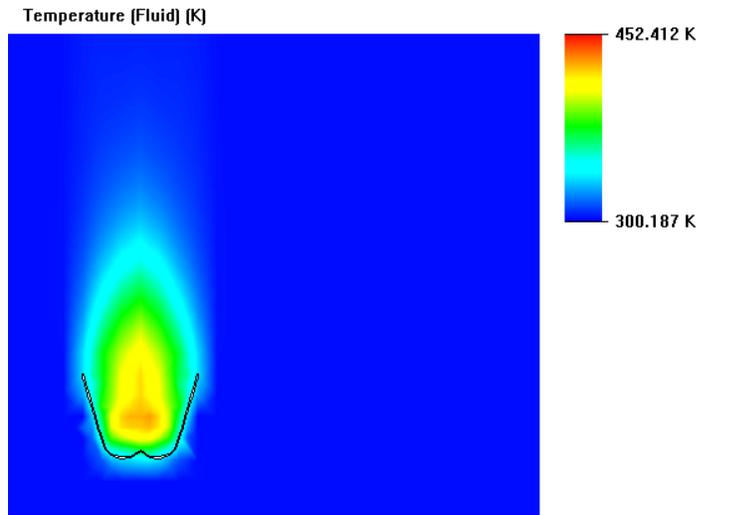


Figura 6-6.: Distribución de temperatura ambiente en la Guajira

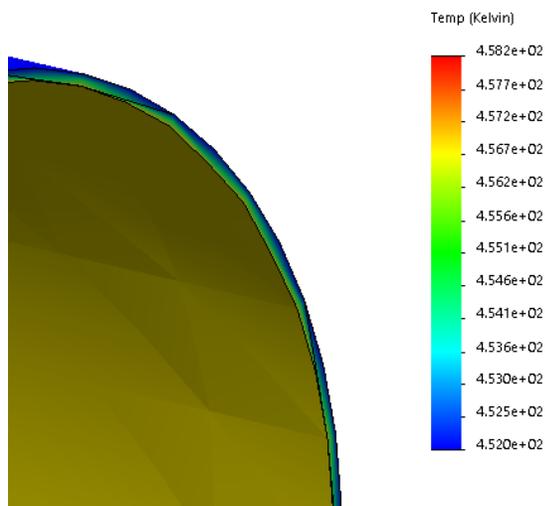


Figura 6-7.: Distribución de temperatura en el tubo envolvente de la Guajira

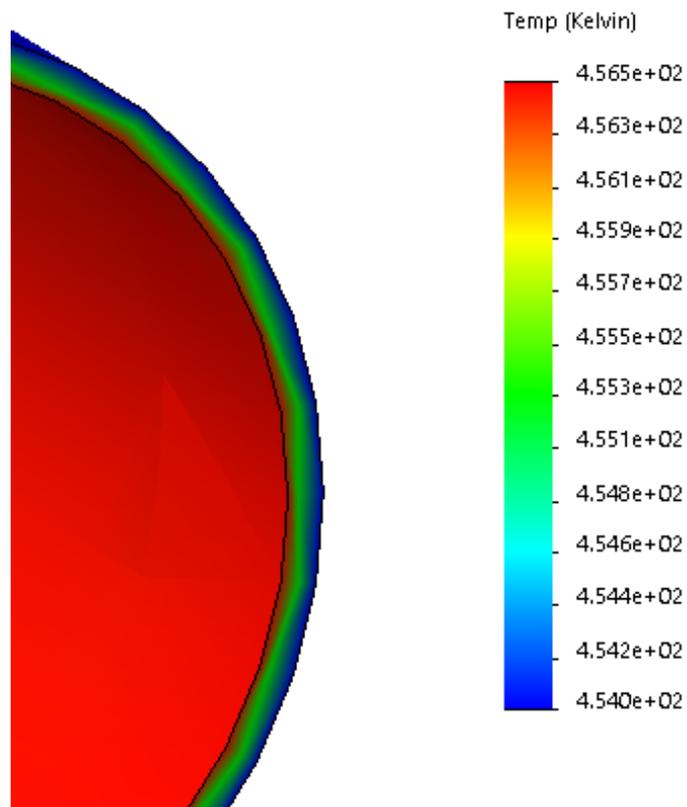


Figura 6-8.: Distribución de temperatura en el tubo absorbedor de la Guajira

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
T_2	Temperatura de la cara interna del tubo absorbente	458	K
T_3	Temperatura de la cara externa del tubo absorbente	456	K
T_4	Temperatura de la cara interna del tubo envolvente	454	K
T_5	Temperatura de la cara externa del tubo envolvente	452	K
T_6	Temperatura del aire circundante	452	K
T_7	Temperatura ambiente	300	K

Cuadro 6-2.: Resultados de las temperaturas superficiales en los tubos envolvente y absorbente del concentrador cilindro parabólico compuesto en la Guajira

- q_{56} Transferencia de calor por convección entre la cara externa del tubo envolvente y el aire circundante: Se supone una convección natural, es decir, que no existe una corriente de aire de tal magnitud que afecte las pérdidas por convección

La transferencia de calor por convección está dada por:

$$T_f = \frac{T_5 + T_6}{2} = \frac{452 + 450}{2} = 451K = 178^\circ \quad (6-2)$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0,0022 \quad (6-3)$$

Las propiedades del aire a 178° son:

- Viscosidad cinemática $\nu = 3,212 \times 10^{-5} m^2/s$
- Número de Prandtl $Pr = 0,6992$

Para determinar el número de Rayleigh:

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3 Pr}{\nu} = \frac{9,81 * 0,0022(452 - 450)(0,145)^3}{(3,212 \times 10^{-5} m^2/s)^2} = 0,6992$$

$$R_{ad} = 8,81 \times 10^4$$

Reemplazando para determinar el número de Nusselt se obtiene:

$$Nu = \left[0,60 + \frac{0,387 R_{ad}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2$$

$$Nu = \left[0,60 + \frac{0,387 (8,81 \times 10^4)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,6992} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2$$

$$Nu = 7,53$$

Finalmente el coeficiente de transferencia por convección h está dado por:

$$h = Nu \frac{k_{56}}{D_5}$$

$$h = 87,53 \frac{0,082}{0,145}$$

$$h = 4,25$$

La transferencia de calor por convección está dada por:

$$\dot{q}_{56conv} = h_{56} \pi D_5 (T_5 - T_6)$$

$$\dot{q}_{56conv} = 4,25 \pi (0,145 m) (452 - 450)$$

$$\dot{q}_{56conv} = 3,87W \quad (6-4)$$

- q_{45} Transferencia de calor por conducción entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo envolvente

La transferencia de calor por conducción está dada por:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{45cond} &= \frac{2K_{45}L\pi(T_4 - T_5)}{\ln(D_5/D_4)} \\ \dot{q}_{45cond} &= \frac{2(0,82)(1m)\pi(454 - 452)}{\ln(0,145m/0,142m)} \\ \dot{q}_{45cond} &= 492,87w\end{aligned}\quad (6-5)$$

- q_{34} Transferencia de calor por convección entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo envolvente, esta depende de la presión de la corona anular entre cilindros, en este trabajo se considera una presión al vacío entre los tubos, es decir que no existen pérdidas por convección entre los tubos.

- q_{34} Transferencia de calor por radiación entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo envolvente

La transferencia de calor por radiación está dada por:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{34rad} &= \frac{\sigma\pi D_3 L (T_3^4 - T_4^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_3}\right) + \frac{(1 - \varepsilon_4)D_3}{\varepsilon_4 D_4}} \\ \dot{q}_{34rad} &= \frac{(5,67 \cdot 10^{-8})(1m)\pi(0,094m)((456)^4 - (454)^4)}{\left(\frac{1}{(0,082)}\right) + \frac{(1 - (0,82))(0,095m)}{(0,82)(0,142m)}} \\ \dot{q}_{34rad} &= 0,51W\end{aligned}\quad (6-6)$$

- q_{32} Transferencia de calor por conducción entre la cara externa del tubo absorbente y la cara interna del tubo envolvente

La transferencia de calor por conducción está dada por:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{32cond} &= \frac{2K_{23}L\pi(T_2 - T_3)}{\ln(D_3/D_2)} \\ \dot{q}_{32cond} &= \frac{2(16,3)(1m)\pi(458 - 456)}{\ln(0,095/0,090)} \\ \dot{q}_{32cond} &= 3,7KW\end{aligned}\quad (6-7)$$

- q_{21} Transferencia de calor por convección entre la cara interna del tubo absorbente y el fluido de trabajo

Para la transferencia de calor por convección el número de Nusselt depende del tipo de fluido de trabajo, si es laminar o turbulento, y este dato está dado directamente por la aplicación específica que se desee. Para el caso de trabajo se tiene un flujo másico de 0.12kg/s , conociendo las propiedades del fluido es posible determinar la velocidad en la tubería:

$$\frac{\dot{m} = \rho V A}{\frac{0,12\text{kg/s}}{766\text{kg/m}^3 * 2 * \phi * 0,045\text{m} * 1\text{m}}} = v$$

$$v = 5,5 * 10^{-4}\text{m/s} \quad (6-8)$$

Reemplazando el valor 6.2.1 en la ecuación del número de Reynolds se obtiene:

$$Re = \frac{VL_c}{\nu}$$

$$Re = 116,74 \quad (6-9)$$

Ya que el número de Reynolds es menor a 2300, el fluido se puede considerar como un flujo laminar, es decir que el valor del número de Nusselt es constante y está dado por 4.36.

Reemplazando se obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h = Nu \frac{k}{D} \quad h = 6,20$$

La transferencia de calor por convección está dada por:

$$\dot{q}_{21conv} = h D_2 \pi L (T_2 - T_1)$$

$$\dot{q}_{21conv} = 6,20(0,090\text{m})(1\text{m})\pi(458 - 456,6)$$

$$\dot{q}_{21conv} = 2,45\text{W} \quad (6-10)$$

Para determinar el tamaño de un campo solar con colectores cilindro parabólico compuestos se requiere el flujo másico del proceso que está dado por: $\dot{m} = 0,12\text{kg/s}$. Con este valor de flujo másico es posible determinar la cantidad de calor que el sistema requiere, este está dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T$$

$$\dot{Q} = 0,12\text{kg/s}(2000\text{J/kgK})(488\text{K} - 368\text{K})$$

$$\dot{Q} = 28,8KW \quad (6-11)$$

Teniendo el calor requerido por la planta se determina el calor total del sistema de colector solar sumando los valores obtenidos anteriormente. Así se obtiene un flujo de calor que equivale a:

$$\dot{Q}_p = 4,3KW \quad (6-12)$$

Dado que estos valores están dados por metro de longitud, la relación entre la ecuación 6.1.1 permite obtener el valor de longitud necesaria de la planta para suplir las condiciones deseadas:

$$L = 6,87m \quad (6-13)$$

Adicionando un 55% de pérdidas termo-ópticas [55] [56], valor trabajado comúnmente en captadores cilindro parabólicos, la longitud necesaria para el sistema se aproxima a 10 m. En el comercio, la longitud estándar de cada cilindro es de aproximadamente 5m, por lo tanto, se requiere de 2 cilindros en paralelo para cumplir con las condiciones de operación como se muestra en la figura 6-9.

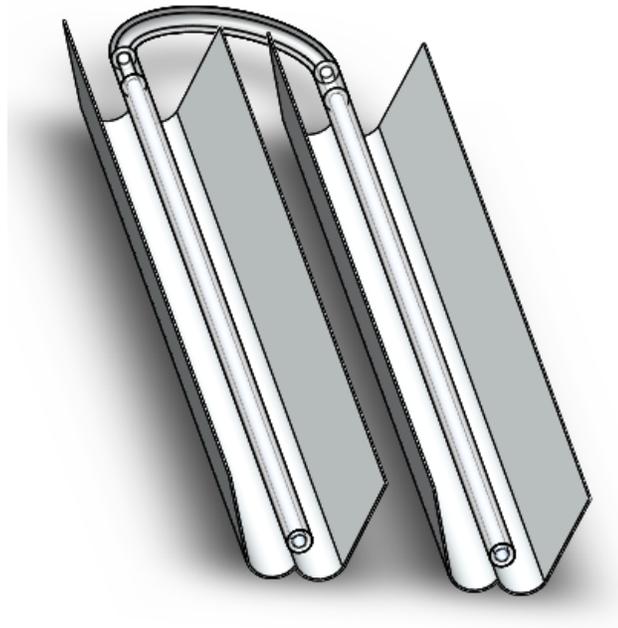


Figura 6-9.: Modelo del montaje de concentradores solares cilindro parabólico compuesto para la Guajira

La figura 6-10 muestra la distribución de temperaturas en el tubo envolvente comprobando

que se alcanza la temperatura deseada a lo largo de la longitud calculada con la velocidad y una temperatura de entrada constante.

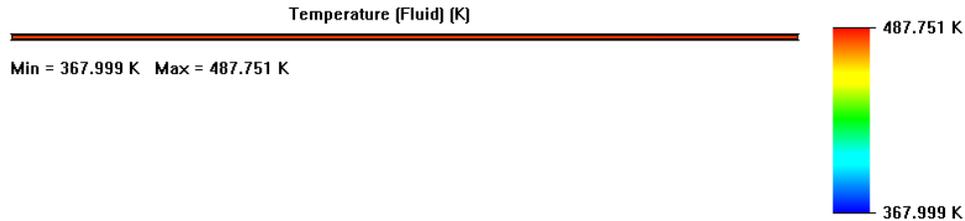


Figura 6-10.: Distribución de temperatura del fluido en el tubo absorbedor con la longitud calculada

6.2. Desarrollo modelo Fresnel

De la misma forma que se aplicaron las ecuaciones teóricas para el diseño en Bogotá, se desarrolla el modelo del concentrador Fresnel lineal con las condiciones térmicas y de ubicación en Riohacha.

La figura 6-11 muestra el cálculo del número de espejos necesarios para lograr la mayor concentración geométrica dadas las condiciones iniciales de la locación. Según esto, se observa que a partir de 29 espejos el sistema se estabiliza en una misma concentración, es decir que añadir mas espejos no contribuye al rendimiento térmico del sistema.

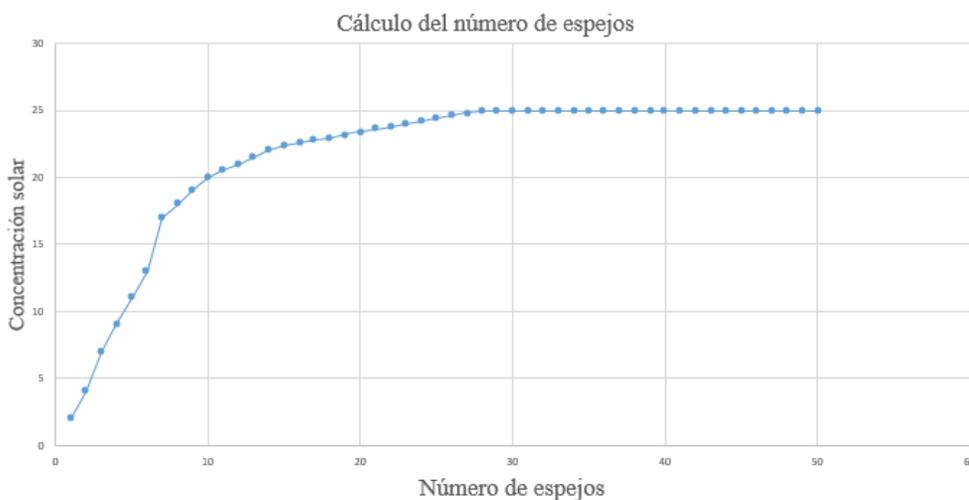


Figura 6-11.: Cálculo del número de espejos para el modelo Fresnel de la Guajira

Tomando las mismas consideraciones de tamaño y distancia focal se desarrollo el modelo

mostrado en la figura 6-12.

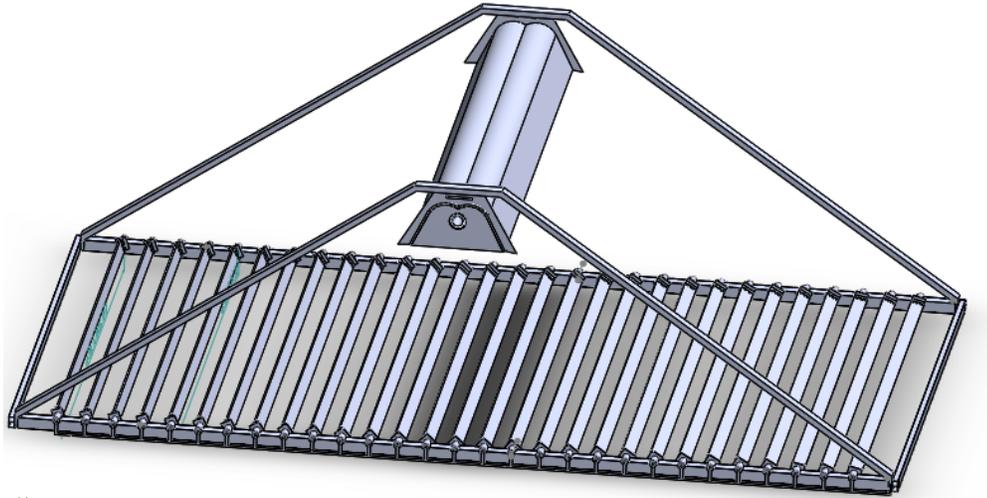


Figura 6-12.: Modelo del concentrador solar tipo Fresnel diseñado para la Guajira

Al igual que para el modelo en Bogotá y modelos previos, se realizó la simulación de trazado de rayos por medio de la herramienta Trace Pro ®, obteniendo la figura 6-13 que muestra la incidencia de los rayos reflejados sobre el colector secundario, aprovechado perfectamente la geometría.



Figura 6-13.: Simulación de trazado de rayos en el colector secundario

6.2.1. Desarrollo del modelo térmico

De acuerdo a lo calculado en la sección anterior, el cuadro 6-3 resume el dimensionamiento a tener en cuenta en los cálculos de las pérdidas de calor de los tubos absorbente y envolvente.

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
D_2	Diámetro interno del tubo absorbente	0,046	m
D_3	Diámetro externo del tubo absorbente	0,050	m
D_4	Diámetro interno del tubo envolvente	0,073	m
D_5	Diámetro externo del tubo envolvente	0,076	m

Cuadro **6-3.**: Dimensionamiento del tubo absorbedor y envolvente para el concentrador lineal Fresnel en la Guajira

Al igual que con el desarrollo para la región de Bogotá el análisis térmico se realiza partiendo del exterior, por lo tanto en la figura **6-14** se muestra la distribución de temperatura de la lámina de aluminio aplicando las cargas de la irradiancia obtenida del trazado de rayos, partiendo de una temperatura ambiente de 28°.

De acuerdo a la temperatura máxima alcanzada por el colector, es posible simular el medio ambiente para obtener la temperatura del aire circundante. La figura **6-15** muestra la distribución de temperatura del medio ambiente, simulado a una hora específica de la mañana y cómo afecta el concentrador y las temperaturas que se alcanzan a concentrar en el área del tubo colector.

A partir de las condiciones ambientales de inicio es posible calcular la temperatura en las superficies de los tubos envolventes y absorbentes. La figura **6-16** muestra la distribución de temperatura para el tubo envolvente.

Conociendo la temperatura de la cara interna del tubo envolvente es posible simular el comportamiento del tubo absorbente, como se muestra en la figura **6-17**.

De esta forma se obtienen las temperaturas necesarias para el cálculo de las pérdidas de calor obteniendo el cuadro **6-4**

- q_{57} Transferencia de calor por radiación entre el medio ambiente y la cara externa del tubo envolvente:

La transferencia de calor por radiación está dada por:

$$\dot{q}_{57rad} = \alpha_s G_{solar} + \varepsilon \sigma (T_{cielo}^4 - T_s^4)$$

$$\dot{q}_{57rad} = 56,05W \quad (6-14)$$

- q_{56} Transferencia de calor por convección entre la cara externa del tubo envolvente y el aire circundante: se supone una convección natural, es decir, que no existe una

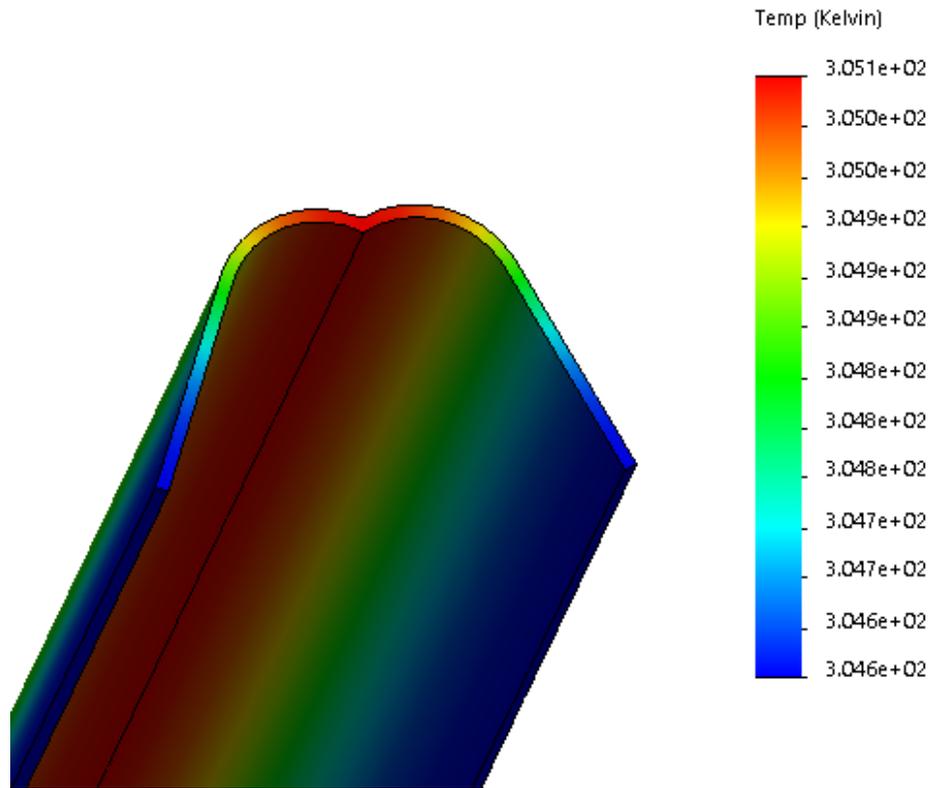


Figura 6-14.: Distribución de temperatura en la lámina de aluminio del modelo Fresnel de la Guajira

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
T_2	Temperatura de la cara interna del tubo absorbente	500	K
T_3	Temperatura de la cara externa del tubo absorbente	498	K
T_4	Temperatura de la cara interna del tubo envolvente	499	K
T_5	Temperatura de la cara externa del tubo envolvente	492	K
T_6	Temperatura del aire circundante	453	K
T_7	Temperatura ambiente	300	K

Cuadro 6-4.: Resultados de las temperaturas superficiales en los tubos envolvente y absorbente del concentrador lineal Fresnel compuesto en la Guajira

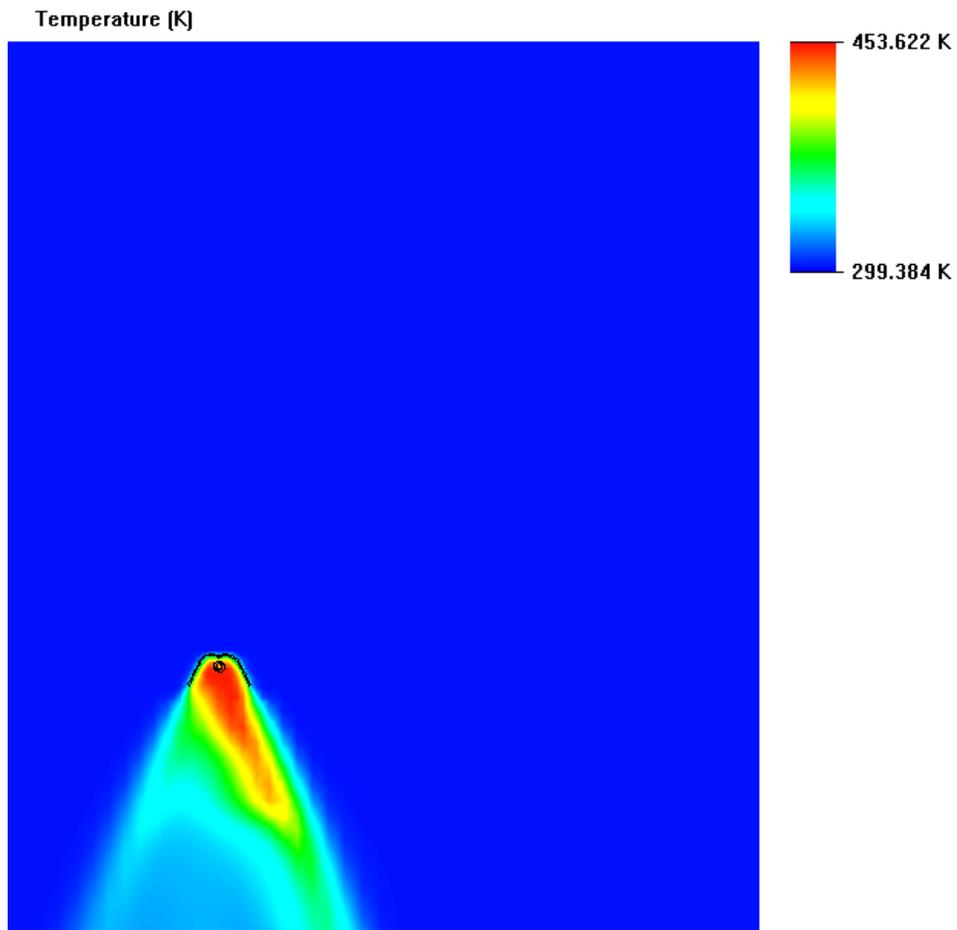


Figura 6-15.: Distribución de temperatura ambiente en la Guajira para el modelo Fresnel

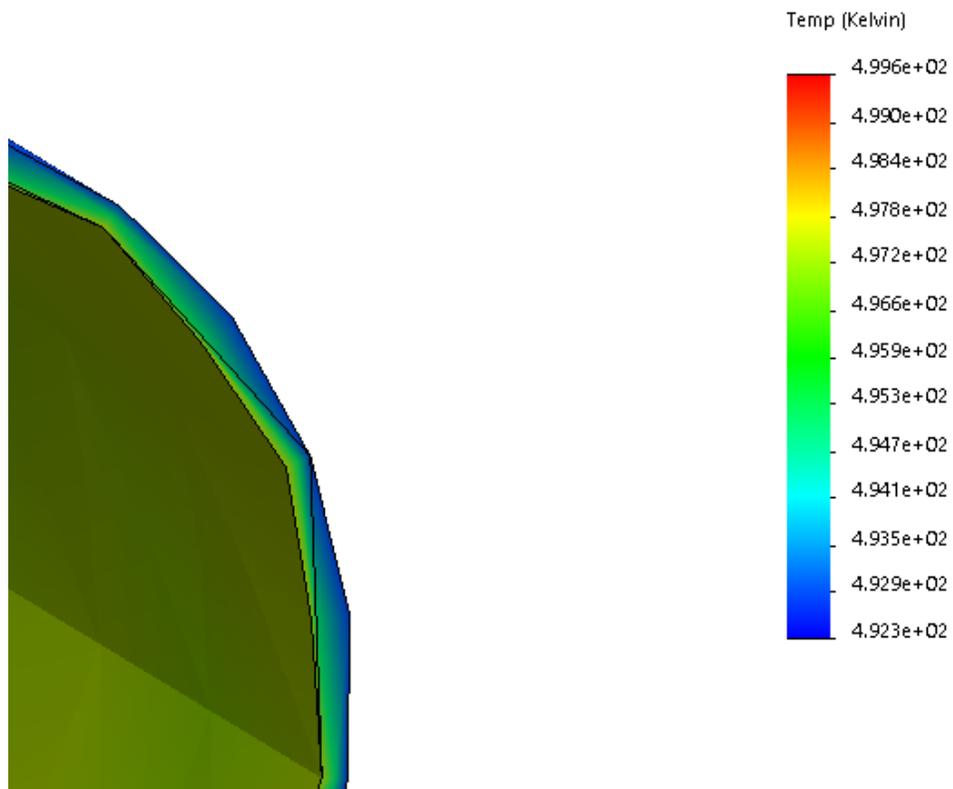


Figura 6-16.: Distribución de temperatura en el tubo envolvente de la Guajira del modelo Fresnel

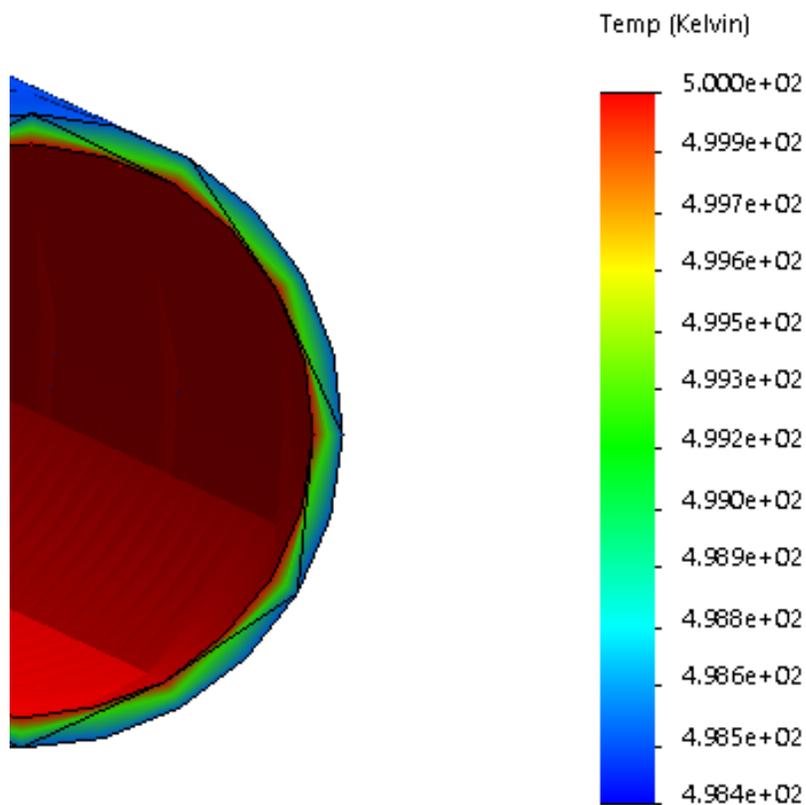


Figura 6-17.: Distribución de temperatura en el tubo absorbedor de la Guajira para el modelo Fresnel

corriente de aire de tal magnitud que afecte las pérdidas por convección

La transferencia de calor por convección está dada por:

$$T_f = \frac{T_5 + T_6}{2} = \frac{492 + 450}{2} = 471K = 198^\circ \quad (6-15)$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0,0021 \quad (6-16)$$

Las propiedades del aire a 198° C son:

- Viscosidad cinemática $\nu = 3,455 \times 10^{-5} m^2/s$
- Número de Prandtl $Pr = 0,6974$

Para determinar el número de Rayleigh:

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3 Pr}{\nu} = \frac{9,81 * 0,0021 (492 - 452) (0,076)^3}{(3,455 \times 10^{-5} m^2/s)^2} = 0,6974$$

$$R_{ad} = 2,111 \times 10^4$$

Reemplazando para determinar el número de Nusselt se obtiene:

$$Nu = \left[0,60 + \frac{0,387 R_{ad}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2$$

$$Nu = \left[0,60 + \frac{0,387 (2,111 \times 10^4)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,6974} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2$$

$$Nu = 9,46$$

Finalmente el coeficiente de transferencia por convección h es

$$h = Nu \frac{k_{56}}{D_5}$$

$$h = 9,46 \frac{0,082}{0,076}$$

$$h = 10,20$$

La transferencia de calor por convección está dada por:

$$\dot{q}_{56conv} = h_{56} \pi D_5 (T_5 - T_6)$$

$$\dot{q}_{56conv} = 4,25 \pi (0,1458m) (452 - 450)$$

$$\dot{q}_{56conv} = 97,41W \quad (6-17)$$

- q_{45} Transferencia de calor por conducción entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo envolvente

La transferencia de calor por conducción se expresa así:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{45cond} &= \frac{2K_{45}\pi(T_4-T_5)}{\ln(D_5/D_4)} \\ \dot{q}_{45cond} &= \frac{2(0,82)\pi(499-492)}{\ln(0,076m/0,073m)} \\ \dot{q}_{45cond} &= 895W\end{aligned}\quad (6-18)$$

- q_{34} Transferencia de calor por convección entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo envolvente: esta depende de la presión de la corona anular entre cilindros, en este trabajo se considera una presión al vacío entre los tubos, es decir que no existen pérdidas por convección entre los tubos.
- q_{34} Transferencia de calor por radiación entre la cara interna del tubo envolvente y la cara externa del tubo envolvente

La transferencia de calor por radiación está dada por:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{34rad} &= \frac{\sigma\pi D_3(T_3^4-T_4^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_3}\right)+\frac{(1-\varepsilon_4)D_3}{\varepsilon_4 D_4}} \\ \dot{q}_{34rad} &= \frac{(5,67*10^{-8})\pi(0,0508m)((499)^4-(497)^4)}{\left(\frac{1}{(0,082)}\right)+\frac{(1-(0,82))(0,0508m)}{(0,82)(0,073m)}} \\ \dot{q}_{34rad} &= 0,72W\end{aligned}\quad (6-19)$$

- q_{32} Transferencia de calor por conducción entre la cara externa del tubo absorbente y la cara interna del tubo envolvente

La transferencia de calor por conducción está dada por:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{32cond} &= \frac{2K_{23}L\pi(T_2-T_3)}{\ln(D_3/D_2)} \\ \dot{q}_{32cond} &= \frac{2(16,3)(1m)\pi(500-498)}{\ln(0,050/0,046)} \\ \dot{q}_{32cond} &= 2,45KW\end{aligned}\quad (6-20)$$

- q_{21} Transferencia de calor por convección entre la cara interna del tubo absorbente y el fluido de trabajo

Para la transferencia de calor por convección el número de Nusselt depende del tipo de fluido de trabajo, si es laminar o turbulento, este dato está dado directamente por la aplicación específica que se desee. Para el caso de este trabajo se tiene un flujo másico de $0,12\text{kg/s}$, conociendo las propiedades del fluido es posible determinar la velocidad en la tubería:

$$\frac{\dot{m} = \rho V A}{\frac{0,12\text{kg/s}}{766\text{kg/m}^3 * 2 * \phi * 0,023\text{m} * 1\text{m}}} = v$$

$$v = 0,0010\text{m/s} \quad (6-21)$$

Reemplazando el valor de velocidad en la ecuación del número de Reynolds se obtiene:

$$Re = \frac{v L_c}{\nu}$$

$$Re = 117,60 \quad (6-22)$$

Ya que el número de Reynolds es menor a 2300, el fluido se puede considerar como un flujo laminar, es decir que el valor del número de Nusselt es constante y está dado por 4.36.

Reemplazando se obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h = Nu \frac{k}{D}$$

$$h = 12,13\text{W/m}^2\text{K}$$

La transferencia de calor por convección equivale a:

$$\dot{q}_{21conv} = h D_2 \pi L (T_2 - T_1)$$

$$\dot{q}_{21conv} = 12,13(0,046\text{m})(1\text{m})\pi(500 - 498)$$

$$\dot{q}_{21conv} = 3,50\text{W} \quad (6-23)$$

Para determinar el tamaño de un campo solar con colectores cilindro parabólico compuestos se requiere el flujo másico del proceso que está dado por: $\dot{m} = 0,12\text{kg/s}$. Con este valor de flujo másico es posible determinar la cantidad de calor que el sistema requiere, este está dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T$$

$$\dot{Q} = 0,12\text{kg/s}(2000\text{J/kgK})(488\text{K} - 368\text{K})$$



Figura 6-18.: Modelo del montaje de concentrador lineal Fresnel para la Guajira

$$\dot{Q} = 28,8KW \quad (6-24)$$

Teniendo el calor requerido por la planta, se determina el calor total del sistema de colector solar sumando los valores obtenidos, dando como resultado un flujo de calor dado por:

$$\dot{Q}_p = 3,676KW \quad (6-25)$$

Dado que estos valores están dados por metro de longitud la relación entre la ecuación 6.2.1 y la ecuación 6-24 se obtiene el valor de longitud necesaria de la planta para suplir las condiciones deseadas:

$$L = 7,84m \quad (6-26)$$

Adicionando un 55 % de pérdidas termo-ópticas [55] [56], valor trabajado comúnmente en captadores cilindro parabólicos, la longitud necesaria para el sistema se aproxima a 12 m.

Dado que la construcción de un modelo tipo Fresnel es más simple que la de un parabólico compuesto, es posible tener modelos de hasta 6 metros de longitud, medida dada por los fabricantes estandar para tubos colectores de los diámetros para este modelo, por lo tanto, se requiere de 2 sistemas en serie para cumplir con las condiciones de operación como se muestra en la figura 6-18.

La figura 6-19 muestra la distribución de temperaturas en el tubo envolvente comprobando

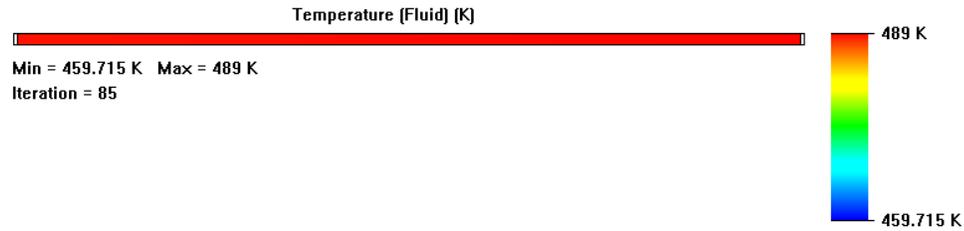


Figura 6-19.: Distribucion de temperatura del fluido en el tubo absorbedor con la longitud calculada fresnel guajira

que se alcanza la temperatura deseada a lo largo de la longitud calculada con la velocidad y demás parámetros dados.

6.3. Resultados

El cuadro 6-5 resume los resultados de las pérdidas de calor calculadas para el modelo parabólico compuesto, con una longitud total de 6.87 m de tubería.

Símbolo	Valor	Unidades
\dot{q}_{57rad}	71.24	W
\dot{q}_{56conv}	3.87	W
\dot{q}_{45cond}	492.87	W
\dot{q}_{34rad}	0.51	W
\dot{q}_{32cond}	3.7	KW
\dot{q}_{21conv}	2.45	W

Cuadro 6-5.: Resultados de las pérdidas de calor en el concentrador parabólico compuesto para Guajira

El cuadro 6-6 resume los resultados de las pérdidas de calor calculadas para el modelo Fresnel lineal, con una longitud total de 7.84 m de tubería.

Símbolo	Valor	Unidades
\dot{q}_{57rad}	56.05	W
\dot{q}_{56conv}	97.41	W
\dot{q}_{45cond}	895	W
\dot{q}_{34rad}	0.72	W
\dot{q}_{32cond}	2.45	KW
\dot{q}_{21conv}	3.5	W

Cuadro 6-6.: Resultados de las pérdidas de calor en el concentrador lineal Fresnel para Guajira

En la gráfica de la figura 6-20 se ilustra claramente la diferencias en cuanto a los flujos de calor en cada una de las regiones de ambos modelos.

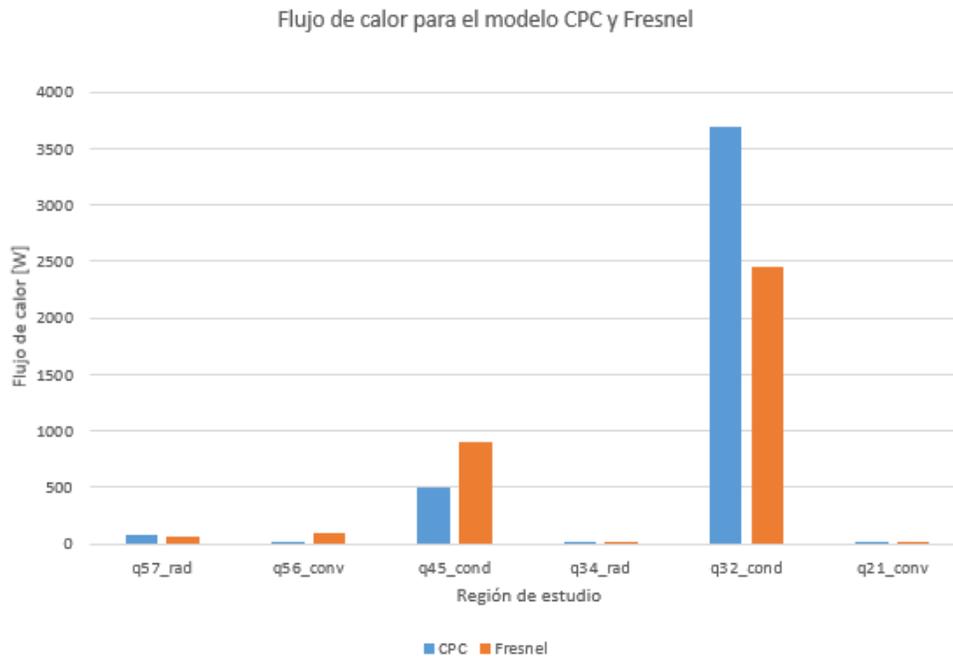


Figura 6-20.: Representación comparativa entre los flujos del modelo CPC y Fresnel

Se identifica que la diferencia de diámetros y temperaturas incidentes tienen consecuencias directamente proporcionales en cuanto a las pérdidas de calor. Además la fabricación de los tubos con la misma configuración repercute en una pérdida muy baja de radiación entre los dos tubos para ambos casos. Para el caso del concentrador Fresnel la pérdida de calor por radiación entre el ambiente y la cara externa del tubo envolvente es considerablemente

menor que para el modelo compuesto por verse menos expuesto al ambiente. En el caso de la literatura del trabajo de José Manuel González Vázquez y José Manuel Moreno Berroca[54] donde se obtuvo una longitud total requerida de 593 metros, se puede decir que, las longitudes obtenidas se encuentran dentro de los rangos comerciales. Los montajes industriales reales tienen una configuración de instalación denominada "alimentación central" y consiste en ubicar las filas de colectores solares en forma de U con un número par de concentradores a cada lado. Para hacer efectiva esta configuración, se requiere de válvulas adicionales a la entrada de cada fila de concentradores para equilibrar las caídas de presión y mantener el caudal de fluido constante para cada fila, esta instalación facilita el mantenimiento, adicionando espacio entre filas para el paso de un vehículo.

7. Diseño del control de seguimiento solar

El sistema de seguimiento solar se compone de dos grandes etapas, la primera es la unidad motriz que puede ser hidráulica para aplicaciones grandes o con moto reductor, que suplen las necesidades de bajo torque pero que requieren de alta precisión por medio del dispositivo, y la segunda es el control local que puede ser en bucle cerrado, es decir, por medio de un sensor solar o de bucle abierto utilizando un algoritmo que calcula la posición solar por medio de un reloj interno. En las siguientes secciones se desarrolla un servo sistema dinámico de estados para el sistema hidráulico aplicado para el concentrador cilindro parabólico compuesto y para un motor de corriente directa aplicado al colector Fresnel.

7.1. Sistema de transmisión de potencia

Con el fin de poder transmitir la potencia desde una fuente motriz generadora, ya sea un motor de corriente continua o un motor hidráulico, hacia el colector solar, existe un mecanismo formado por varios elementos denominado sistema de transmisión de potencia.

Para generar el movimiento del concentrador en ambos casos se utiliza un modelo de transmisión por correas que se basa en la unión de dos o más ruedas, sujetas a un movimiento de rotación, por medio de una cinta o correa continua, abrazando las ruedas y ejerciendo una fuerza de fricción suministrándoles energía desde la rueda motriz, es un diseño que proporciona un movimiento suave en el efector final, además ha sido utilizado en trabajos previos como en el desarrollo de Daniel Hoyos, Marcelo Gea, Carlos Cadena² y Ricardo Echazú [57]. El movimiento se transmite por medio de una correa que es un elemento flexible que impulsa a las poleas y transmiten una fuerza tangencial y velocidad periférica, gracias al rozamiento y la tensión entre la correa y las poleas [58].

Además de la suavidad del movimiento, dada por la absorción y amortiguación de golpes, este sistema tiene ventajas de costo e instalación, y una marcha silenciosa.

La figura **7-1** muestra un modelo del sistema de transmisión por correas basado en el diseño del Ingeniero Bruno García [59].

Con el fin de evitar deslizamiento de la polea con respecto a la correa, se diseña un sistema de correas sincrónicas, que consiste en una correa dentada con dientes de perfil redondeado. Para la selección de la correa se tienen en cuenta las tres dimensiones principales que forman su referencia que son la longitud, el paso y el ancho como se muestra en la figura **7-2**

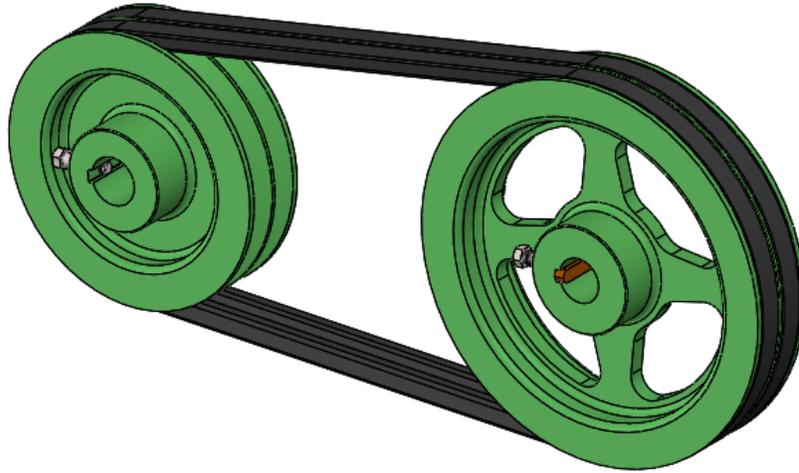


Figura 7-1.: Modelo del sistema de transmisión de potencia por correa

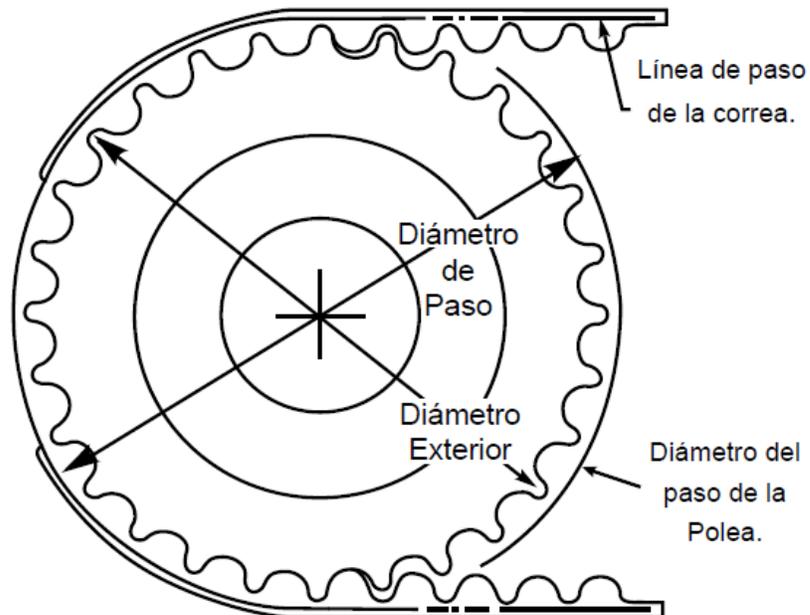


Figura 7-2.: Dimensiones de una correa sincrónica para su selección

- Longitud
Es el largo de la correa sobre la línea de paso por donde corren sus cuerdas de tensión.
- Paso
Es la distancia entre un diente y el siguiente.
- Ancho
Medido en milímetros indicado al final de la referencia .

7.1.1. Diseño del sistema de transmisión de potencia para el modelo Fresnel

En el diseño mecánico se incorporó un servomotor de corriente directa del fabricante Topband®, es un sistema de seguimiento sencillo y económico que genera el movimiento por medio del sistema de acople con los espejos, únicamente es necesario calibrar los espejos en el ángulo de inicio dado por la tabla 5-6. Este diseño de acople permite al sistema un movimiento igual en todos los espejos de acuerdo al control dado en el motor.

La tabla 7-1 muestra los parámetros del motor necesarios para la selección de la correa:

Constante	Valor	Unidades
HP unidad motriz	0.698	HP
RPM unidad motriz	700	rpm
RPM máquina a impulsar	200	rpm
Distancia entre centros de los ejes	760	mm

Cuadro 7-1.: Valores dados para el cálculo del sistema de transmisión de potencia para el concentrador Fresnel lineal

[57]

Para calcular la potencia de diseño se utiliza la tabla del ANEXO C “Factores de servicio básico” y de acuerdo al tipo de aplicación se encuentra el factor. Por lo tanto la potencia de diseño resulta del producto de la potencia de la unidad motriz o del factor encontrado, de la forma:

$$1,7 * 0,698HP = 1,1866HP \quad (7-1)$$

Para seleccionar el paso de la correa, se utiliza la tabla del ANEXO D ubicando los rpm de la polea más pequeña y los HP de la potencia de diseño, el paso se encontrara en el cruce entre las dos líneas. Se obtiene un paso de 8 mm aproximadamente.

RANGO DE HP—20mm (.79 pulg.) ancho de correa (8M-20)																	
No. de Dientes	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	55	64	72	80	
D.P.	mm	61.12	65.21	71.30	75.39	81.49	86.58	91.87	96.77	101.86	112.05	122.23	142.60	162.97	183.35	203.72	
in.	2.206	2.405	2.607	2.807	3.008	3.208	3.409	3.609	3.810	4.010	4.411	4.812	5.614	6.416	7.218	8.020	
RPM DE LA POLEA MEJOR	10	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	0.15	
	20	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.14	0.15	0.17	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30
	40	0.09	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19	0.22	0.25	0.29	0.30	0.33	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60
	60	0.13	0.15	0.18	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37	0.42	0.45	0.50	0.54	0.64	0.73	0.82	0.91
	100	0.22	0.25	0.30	0.36	0.42	0.48	0.55	0.62	0.70	0.78	0.83	0.91	1.05	1.21	1.36	1.51
	200	0.44	0.49	0.60	0.71	0.83	0.96	1.10	1.25	1.40	1.51	1.66	1.79	2.06	2.32	2.58	2.84
	300	0.66	0.72	0.86	1.03	1.20	1.39	1.59	1.80	2.03	2.19	2.39	2.58	2.97	3.35	3.72	4.09
	400	0.87	0.95	1.12	1.33	1.56	1.80	2.06	2.34	2.63	2.84	3.10	3.35	3.84	4.33	4.81	5.28
	500	1.09	1.19	1.37	1.63	1.91	2.20	2.52	2.85	3.21	3.47	3.78	4.09	4.69	5.28	5.86	6.43
	600	1.31	1.43	1.62	1.92	2.24	2.59	2.96	3.36	3.78	4.09	4.45	4.81	5.51	6.20	6.88	7.54
	700	1.53	1.67	1.86	2.20	2.58	2.98	3.40	3.85	4.33	4.69	5.10	5.51	6.32	7.10	7.87	8.63
	800	1.75	1.90	2.09	2.48	2.90	3.35	3.83	4.34	4.88	5.28	5.74	6.20	7.10	7.98	8.84	9.69
	970	1.90	2.07	2.25	2.67	3.13	3.61	4.13	4.68	5.26	5.68	6.18	6.68	7.64	8.59	9.51	10.41
	1000	2.18	2.38	2.57	3.03	3.54	4.09	4.67	5.29	5.95	6.43	6.99	7.54	8.63	9.69	10.71	11.71
	1160	2.53	2.76	2.98	3.45	4.03	4.66	5.32	6.03	6.77	7.32	7.86	8.59	9.81	11.00	12.15	13.26
	1200	2.61	2.85	3.09	3.56	4.16	4.80	5.49	6.21	6.98	7.54	8.20	8.84	10.10	11.32	12.50	13.64
	1400	3.05	3.32	3.59	4.07	4.76	5.50	6.28	7.11	7.98	8.63	9.37	10.10	11.52	12.88	14.19	15.45
	1600	3.46	3.79	4.10	4.58	5.35	6.17	7.05	7.98	8.96	9.69	10.51	11.32	12.88	14.38	15.80	17.16
	1750	3.80	4.14	4.48	4.95	5.78	6.67	7.62	8.62	9.68	10.46	11.34	12.20	13.87	15.45	16.95	18.36
	2000	4.33	4.72	5.11	5.60	6.48	7.48	8.54	9.66	10.85	11.71	12.69	13.64	15.45	17.16	18.75	20.22

Figura 7-4.: Valores de selección de la capacidad de transmisión de la correa 8M

7.1.2. Diseño del sistema de transmisión de potencia para el modelo parabólico compuesto

En el caso del concentrador cilindro parabólico compuesto, un sistema de gran peso y tamaño, se requiere de un sistema de seguimiento capaz de mover todo el sistema con precisión. Es por eso que en los grandes campos de colectores solares se utilizan sistemas hidráulicos.

El uso de sistemas hidráulicos tiene factores a favor como su precisión, flexibilidad, una alta razón peso-potencia, sus rápidos arranques, accionamiento suave y preciso entre otros. Sin embargo, es de atención especial asegurar estabilidad y condiciones de operación óptimas bajo cualquier condición. [60]

Como se muestra en el diagrama de la figura 7-5, el servomotor hidráulico es en esencia, un amplificador de potencia hidráulico controlado por una válvula piloto y un actuador.

La tabla 7-3 muestra los parámetros del motor necesarios para la selección de la correa:

Constante	Valor	Unidades
HP unidad motriz	3.487	HP
RPM unidad motriz	1000	rpm
RPM máquina a impulsar	540	rpm
Distancia entre centros de los ejes	940	mm

Cuadro 7-3.: Valores dados para el cálculo del sistema de transmisión de potencia para el concentrador parabólico compuesto

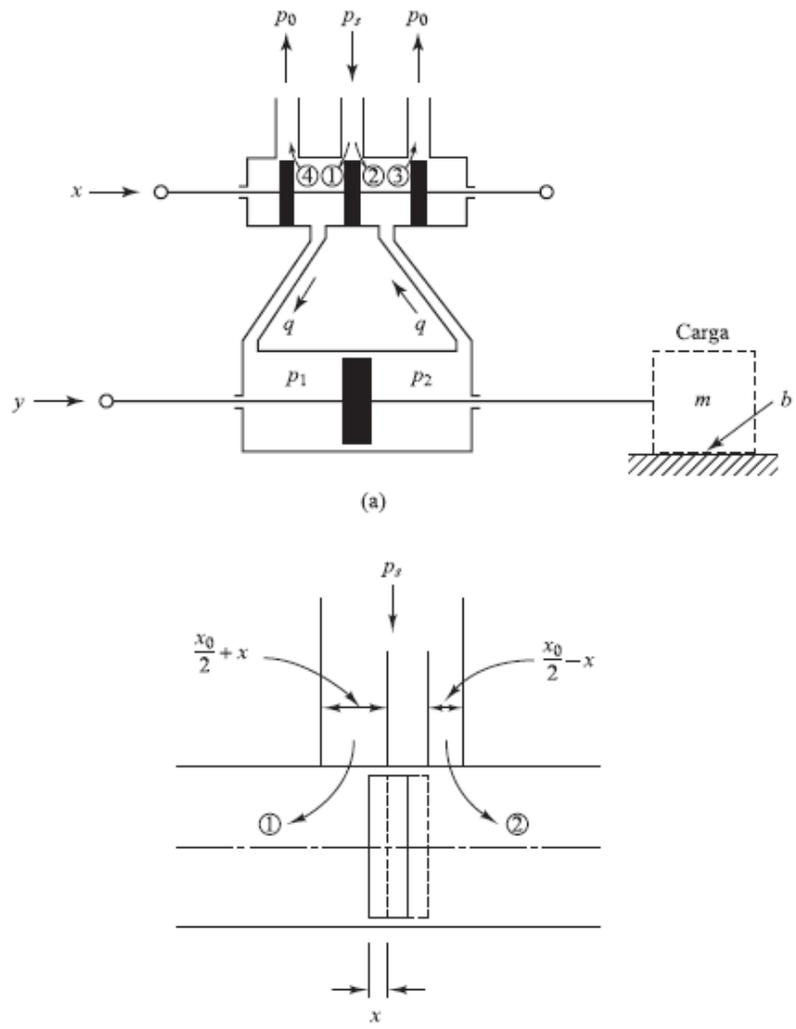


Figura 7-5.: Diagrama de funcionamiento de un servomotor hidráulico

RANGO DE HP—30mm (1.18 pulg.) ancho de correa (8M-30)																	
No. de Ranuras	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	56	64	72	80	
D.P. mm in.	56.02 2.206	61.12 2.406	66.21 2.607	71.30 2.807	76.39 3.008	81.49 3.208	86.58 3.409	91.87 3.609	96.77 3.810	101.86 4.010	112.05 4.411	122.23 4.812	142.60 5.614	162.97 6.416	183.35 7.218	203.72 8.020	
DE LA POLEA MENOR	10	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.19	0.21	0.24
	20	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20	0.22	0.24	0.26	0.29	0.33	0.38	0.43	0.48
	40	0.14	0.16	0.19	0.22	0.26	0.30	0.35	0.39	0.44	0.48	0.52	0.57	0.67	0.76	0.86	0.95
	60	0.21	0.23	0.28	0.34	0.39	0.46	0.52	0.59	0.66	0.72	0.79	0.86	1.00	1.14	1.29	1.43
	100	0.34	0.39	0.47	0.56	0.66	0.76	0.87	0.98	1.11	1.19	1.31	1.43	1.67	1.91	2.15	2.38
	200	0.69	0.76	0.94	1.12	1.31	1.52	1.74	1.97	2.21	2.38	2.61	2.83	3.25	3.67	4.08	4.48
	300	1.03	1.13	1.36	1.62	1.90	2.19	2.51	2.84	3.20	3.46	3.77	4.08	4.68	5.28	5.86	6.44
	400	1.38	1.50	1.77	2.10	2.46	2.84	3.25	3.68	4.14	4.48	4.88	5.28	6.06	6.83	7.58	8.32
	500	1.72	1.88	2.16	2.57	3.00	3.47	3.97	4.50	5.06	5.47	5.96	6.44	7.39	8.32	9.24	10.14
	600	2.07	2.25	2.55	3.03	3.54	4.09	4.68	5.30	5.96	6.44	7.02	7.58	8.69	9.78	10.85	11.90
	700	2.41	2.63	2.93	3.47	4.06	4.69	5.37	6.08	6.83	7.39	8.05	8.69	9.96	11.20	12.42	13.61
	800	2.75	3.00	3.30	3.91	4.58	5.29	6.04	6.85	7.70	8.32	9.06	9.78	11.20	12.59	13.95	15.28
	870	2.99	3.26	3.56	4.22	4.93	5.70	6.51	7.38	8.29	8.97	9.75	10.53	12.06	13.55	15.00	16.42
	1000	3.44	3.75	4.06	4.77	5.58	6.45	7.37	8.34	9.38	10.14	11.03	11.9	13.61	15.28	16.91	18.49
	1160	3.99	4.35	4.71	5.45	6.36	7.35	8.40	9.51	10.69	11.55	12.56	13.55	15.48	17.35	19.17	20.94
	1200	4.12	4.49	4.87	5.61	6.56	7.57	8.65	9.80	11.01	11.90	12.93	13.95	15.94	17.86	19.73	21.53
1400	4.80	5.24	5.67	6.43	7.51	8.67	9.90	11.21	12.60	13.61	14.79	15.94	18.18	20.33	22.41	24.41	
1600	5.48	5.98	6.47	7.22	8.44	9.74	11.13	12.59	14.14	15.28	16.58	17.86	20.33	22.70	24.97	27.12	

Figura 7-7.: Valores de selección de la capacidad de transmisión de la correa 8M para el modelo de concentrador compuesto

Finalmente la tabla del Anexo F muestra la capacidad de transmisión con correas de diferentes anchos estándar. Se determina según el número de dientes y las rpm de la polea menor, el ancho de la correa que transite los HP de diseño requeridos. La figura 7-7 muestra los valores correspondiente en la tabla.

Se determinó una correa de 30 mm de ancho pues con la polea de 26 dientes transmite 6.47 HP a 1600rpm.

7.2. Diseño del controlador dinámico de estados

Esta sección desarrolla un controlador dinámico de estados con un observador para el sistema de transmisión de potencia por correa. La figura 7-8 muestra un diagrama simplificado de la planta a trabajar.

En donde M, corresponde a la masa del efector final, J es el momento de inercia, B es el coeficiente de fricción viscosa y θ_p es la posición angular del efector final, además se define una constante empírica C que corresponde al triple del producto de la masa por la gravedad. La tabla 7-5 muestra los valores dados para cada una de las constantes dadas para el modelo

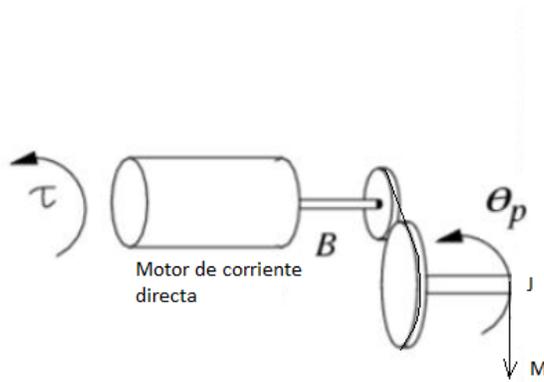


Figura 7-8.: Sistema de transmisión de potencia simplificado

Constante	Valor	Unidades
M	10	Kg
B	0.6	Nm-seg
g	10	$\frac{m}{s^2}$
J	0.8	$\frac{kg}{m^2}$

Cuadro 7-5.: Valores dados para el sistema de control del concentrador Fresnel lineal [57]

Del modelo matemático del sistema se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$F1 = X_1 = \theta_p \quad (7-5)$$

$$F2 = X_2 = \dot{\theta}_p = -\frac{B}{J}X_2 - \frac{C}{J} \sin\left(\frac{X_1}{N}\right) + \frac{1}{J}U \quad (7-6)$$

Definiendo las variables de estado:

$$\begin{aligned} \theta_p &= X_1 \\ \dot{\theta}_p &= X_2 \\ U &= \tau \end{aligned}$$

En donde $\dot{\theta}_p$ corresponde a la velocidad angular y U es el torque aplicado al sistema.

A partir de las variables de estado se obtiene el siguiente vector:

$$\begin{bmatrix} X_2 \\ \frac{5U}{4} - \frac{3X_2}{4} - \frac{\sin\left(\frac{X_1}{2}\right)75}{4} \end{bmatrix} \quad (7-7)$$

A continuación, se parametriza la posición angular deseada, es decir, se determina el punto de equilibrio, por medio de la igualación de las derivadas a cero. De esta forma el sistema tiene una referencia a seguir que es el ángulo de rotación del sistema, para ubicar los espejos de forma específica par un momento determinado del día.

Se obtiene el siguiente vector de los puntos de operación del sistema, proponiendo un punto de operación X_{barra} , que corresponde al punto de operación de la posición angular deseada, y despejando X_2 y U de las ecuaciones 7.2 y 7.2:

$$\begin{bmatrix} X_{barra} \\ 0 \\ \sin\left(\frac{X_{barra}}{2}\right)15 \end{bmatrix} \quad (7-8)$$

Realizando las derivadas parciales de las ecuaciones 7.2 y 7.2, se obtienes las matrices jacobianas linealizadas del sistema dadas por:

$$A = \frac{\partial f(x, u)}{\partial x} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(x, u)}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1(x, u)}{\partial x_2} \\ \frac{\partial f_2(x, u)}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2(x, u)}{\partial x_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{\cos\left(\frac{X_{barra}}{2}\right)75}{8} & -\frac{3}{4} \end{bmatrix} \quad (7-9)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(x, u)}{\partial u} \\ \frac{\partial f_2(x, u)}{\partial u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{5}{4} \end{bmatrix} \quad (7-10)$$

$$C = \begin{bmatrix} \frac{\partial h(x)}{\partial x_1} & \frac{\partial h(x)}{\partial x_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7-11)$$

Utilizando el método de Ackerman para el diseño del controlador se calcula la matriz K_s , obteniendo el siguiente vector:

$$\begin{bmatrix} \frac{144}{5} - \frac{\cos\left(\frac{X_{barra}}{2}\right)15}{2} & \frac{153}{25} \end{bmatrix} \quad (7-12)$$

Igualmente utilizando el método de Ackerman se determina el observador dinámico de estados, obteniendo el siguiente vector:

$$\begin{bmatrix} \frac{333}{4} \\ \frac{27225}{16} - \frac{\cos\left(\frac{X_{barra}}{2}\right)75}{8} \end{bmatrix} \quad (7-13)$$

Finalmente la imagen **7-9** muestra el diagrama de bloques par la simulación del controlador, realizado en Matlab [®]

La figura **7-10** muestra la respuesta del sistema, siguiendo un sistema de tres escalones, modificando su respuesta ante cada variación de la referencia.

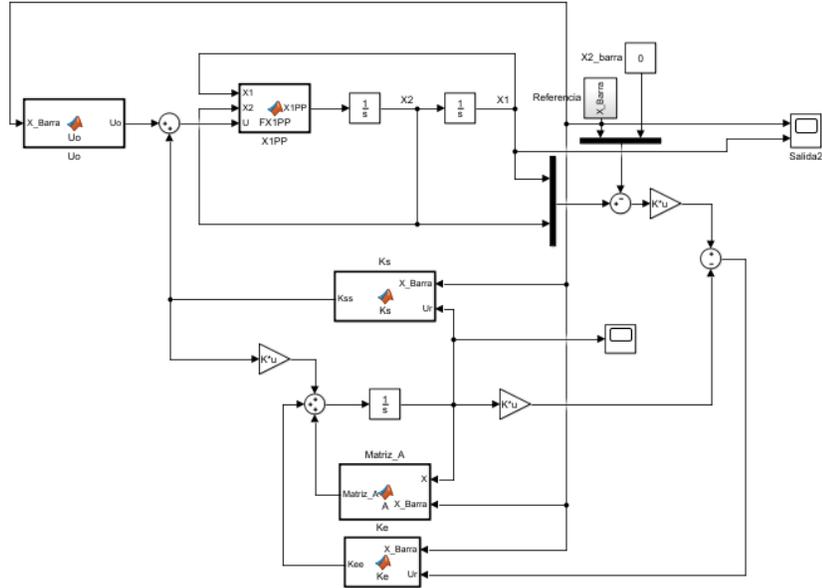


Figura 7-9.: Diagrama de bloques para la simulación de un controlador dinámico de estados

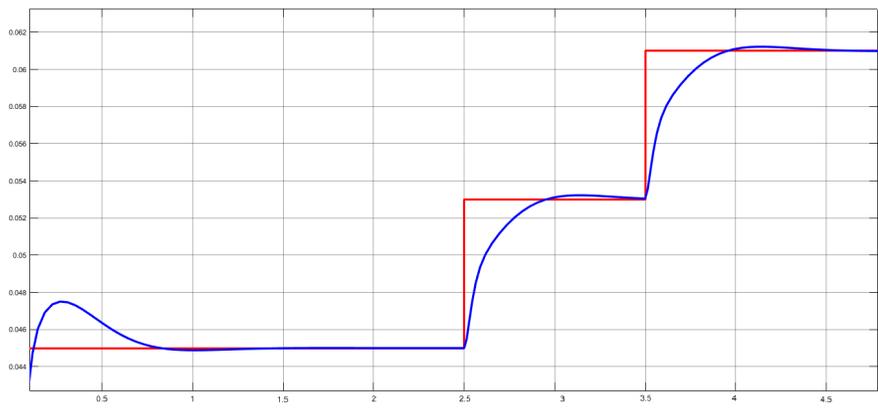


Figura 7-10.: Respuesta del controlador dinámico de estados para la planta del cocentrador lineal Fresnel

8. Conclusiones

El método de Montecarlo, que es el algoritmo de aproximación que utiliza el software de trazado de rayos Trace Pro [®], es un método no determinista que ofrece muchos resultados ante una misma entrada, por lo tanto es necesario repetidas simulaciones para llegar a un resultado aproximado a todas las iteraciones que se realicen, Aún así, este resultado es una estimación de una realidad con unos puntos de operación específicos y pueden variar de acuerdo a las condiciones medioambientales no consideradas en este estudio.

Previo a iniciar la etapa de diseño geométrico del colector, se deben conocer las características de la radiación solar incidentes sobre el lugar en el que se desea instalar el dispositivo. Por medio de la información proporcionada por la estación de captación de datos de la sede de Cajicá de la Universidad Militar Nueva Granada, se ha validado un modelo de radiación simple que proporciona las variables necesarias para el dimensionamiento del colector. Además, utilizando los datos promediados de los últimos 10 años, se comprobó que Colombia tiene un recurso solar apto para instalaciones solares en mas de una región del país. Si bien en una ciudad costera como Rioacha el recurso solar tiene mejor explotación, en una zona andina como la ciudad de Bogotá tambien se puede aprovechar la radiación incidente para un sistema de coleccion solar.

El valor de reflectividad de material del concentrador o de los espejos, afecta el comportamiento térmico del sistema, debido a que las pérdidas ópticas son las que mayor influencia tienen en el rendimiento global del colector. Si la reflectividad del espejo disminuye, se verá reducido el rendimiento energético, ya que se afecta el valor de la energía total incidente en el tubo receptor. Esto representa la necesidad de implementar ciclos de lavado frecuentes en los campos de colectores solares, así como el interés en la investigación en materiales con valores altos de reflectividad.

El diámetro del tubo absorbedor tiene menor influencia que el parámetro del unto anterior. Desde el punto de vista energético es favorable elegir diámetros de tubo receptor pequeños, pues se consigue disminuir la superficie de pérdidas térmicas, sin embargo, desde el punto de vista exergético, esta disminución tiene un límite, debido a que este rendimiento contabiliza también las pérdidas de carga del fluido que circula por el interior de los tubos, que aumentan al disminuir el diámetro.

En cuanto al control dinámico de estados el servo sistema se comporta como un observador ya que los espacios de estado tienden a cero en su linealización. Por eso es necesario cuando se realiza un controlador aplicar retroalimentación de estados, con el fin de que las variables de estados se hagan iguales a cero.

Bibliografía

- [1] A. J. ghajar Yunus A Cengel, *Transferencia de calor y masa conceptos fundamentales*, cuarta edi ed., M. G. Hill, Ed., 2011.
- [2] M. PLANELLES, “Nuevo récord de concentración de CO₂ en la atmósfera,” *El país*, pp. 13–16, 2017.
- [3] E. Almansa, “Ahora o nunca: nueva predicción sobre el cambio climático,” *Revista semana*, pp. 21–23, 2018.
- [4] C. W. Thomasset, *Pequeño Manual del foguista*, 2011.
- [5] H. García, *Análisis costo beneficio de energías renovables no convencionales en Colombia*, 2013.
- [6] P. H. Alan Lockwood et al, “El Impacto del Carbón sobre la Salud Humana Un informe de Médicos para la Responsabilidad Social (Physicians for Social Responsibility),” pp. 44–67, 2012.
- [7] P. García, *Historia de la energía solar*, 2011.
- [8] R. & D. Center, “alternative-technologies,” 2018. [Online]. Available: <http://www.alternative-technologies.org/articles/suns-energy/>
- [9] C. Silvi, “THE PIONEERING WORK ON LINEAR FRESNEL REFLECTOR CONCENTRATORS (LFCs) IN ITALY,” 2009.
- [10] D. E. L. Solare, T. Dalle, and T. Inventate, “SPECCHI TERMODINAMICO: DEL SOLARE PIANI O CURVI?” >*FV TERMOSOLARE IL*, vol. 4, pp. 162–168, 2009.
- [11] Camilo Vega Barbosa, ““La primera crisis del petróleo,”,” Bogotá, jan 2016.
- [12] R. H. Calvopiña Tapia, Roberto Paúl; Salinas Salinas, “Diseño y construcción de una torre de potencia solar de 500W utilizando espejos con distribución parabolica,” Ph.D. dissertation, 2008.
- [13] E. F. Camacho, “Aumento de rendimiento en plantas termo-solares mediante control predictivo,” *IX Premio a la Investigación Javier Benjumea Puigcerver*, vol. 26, no. 84-617-0821-0, pp. 44–75, 2013.

- [14] TODD WOODY, “Major California Solar Project Moves Ahead,” pp. 4–10, 2010.
- [15] A. E. p. l. P. Termosolar and de la Industria, “Mapa de proyectos en España,” 2015. [Online]. Available: <http://www.protermosolar.com/proyectos-termosolares/mapa-de-proyectos-en-espana/>.
- [16] K. L. DENNIS and MIKE, “Solar thermal energy systems in Australia,” *Int. J. Environ. Stud*, vol. 63, pp. 12–18, 2006.
- [17] D. D. C. I. Bogotá, “Desarrollo de la energía solar en Colombia y sus perspectivas Development of Solar Energy in Colombia and its Prospects Humberto Rodríguez Murcia,” *Rev. Ing. Univ. los Andes. Bogotá*, vol. 28, pp. 7–12, 2008.
- [18] J. J. RUBIANO, “ANÁLISIS DE INTRODUCCIÓN SOSTENIBLE DE ENERGÍAS ALTERNATIVAS EN COLOMBIA,” Ph.D. dissertation, UNIVERSIDAD MILITAR NUEVA GRANADA, 2016.
- [19] J. F. ROJAS, “ENERGÍAS ALTERNATIVAS EN COLOMBIA BAJO LA LEY 1715,” Ph.D. dissertation, Universidad Militar Nueva Granada, 2015.
- [20] U. d. P. M. Energética, “Proyección de la demanda de energía eléctrica y potencia máxima en Colombia,” Bogotá, 2016.
- [21] Y. a. Cengel and M. E. Boles, *Termodinamica - Cengel 7th*, 2011.
- [22] I. J. A. M. CRUZ, “DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR LINEAL TIPO FRESNEL DE BAJA ENTALPÍA PARA CALOR DE PROCESOS,” Ph.D. dissertation, UNIVERSIDAD VERACRUZANA, 2012.
- [23] J. R. H. R. . Buckius, *Principios de termodinamica para ingenieros*. USA: Mc Graw Hill, 2001.
- [24] N. A. C. ARGOMEDO, “CARACTERIZACIÓN DE UNA PLANTA TERMO SOLAR DE COLECTORES PARABÓLICOS PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA,” Ph.D. dissertation, UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS, 2009.
- [25] M. A. R. Dincer, Ibrahim and P. Ahmadi, *Optimization of Energy Systems*, J. W. & Sons, Ed., Toronto, Canada, 2017.
- [26] S. Chandra, *Energy, entropy and engines an introduction to thermodynamics*. Toronto, Canada: Jhon Wiley and sons Ltd, 2016.
- [27] E. Zarsa, “Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos Proyecto DÍrect Solar Steam,” Ph.D. dissertation, Universidad de Sevilla, 2013.

- [28] P. D. Medina, “Diseño y construcción de un prototipo de concentrador solar parabólico de disco reflector para generación de energía térmica,” Ph.D. dissertation, Instituto politecnico nacional, 2012.
- [29] C. Sánchez, F. Rodriguez, E. Collante, and O. Simbaqueva, “Atlas de radiación solar de Colombia,” . . . , *HIMAT, Bogotá, Colombia*, pp. 13–22, 2005. [Online]. Available: <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Atlas+de+Radiaci?n+Solar+d>
- [30] J. Manuel, S. Calderón, C. Alberto, B. López, O. F. Torres, R. Humberto, and R. Carrero, *Atlas radiación solar en colombia*, Bogota. Colombia, 2017.
- [31] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of Thermal Processes Solar Engineering*, fourth edi ed. Wisconsin-Madison: John Wiley & Sons, Inc, 2013.
- [32] J. A. Aguilar-Jiménez, N. Velázquez, A. Acuña, R. López-Zavala, and L. A. González-Uribe, “Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 130, pp. 221–229, 2018.
- [33] Luis Carlos Moreno Fuentes, “FISICA FUTURO: ELECTRIFICACION DE VIVIENDAS RURALES CON EL USO DE MICRO SISTEMAS AISLADOS FOTOVOLTAICOS PARA LA LIBERTAD,” 2011. [Online]. Available: <http://fisicafuturo.blogspot.com/2013/05/electrificacion-de-viviendas-rurales.html>
- [34] D. Miller, M. Rivington, K. Matthews, K. Buchan, and G. Bellocchi, “Testing the spatial applicability of the Johnson–Woodward method for estimating solar radiation from sunshine duration data,” *Agricultural and Forest Meteorology*, vol. 148, no. 3, pp. 466–480, mar 2008. [Online]. Available: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0168192307002699>
- [35] G. Bayón, J. José, P. Cantos, and B. Pérez, “Evaluación de la exergía de la radiación solar utilizando datos reales Exergy evaluation of solar energy radiation for real data,” vol. XXXVII, no. 2, pp. 105–114, 2016.
- [36] S. M. Jeter, “Maximum conversion efficiency for the utilization of direct solar radiation,” *Solar Energy*, vol. 26, no. 3, pp. 231–236, 1981. [Online]. Available: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0038092X81902073>
- [37] B. J. Thompson, *Introduction to NONIMAGING OPTICS*, T. & F. Group, Ed., New York, 2008.
- [38] H. Ries and A. Rabl, “Edge-ray principle of nonimaging optics,” *Journal of the Optical Society of America A*, vol. 11, no. 10, p. 2627, 1994. [Online]. Available: <https://www.osapublishing.org/abstract.cfm?URI=josaa-11-10-2627>

- [39] R. Winston, “Optica sin imágenes,” *Investigacion y ciencia-la ciencia de la luz*, pp. 80 – 86, 1996.
- [40] C. A. E. López, “DISEÑO DE UN COLECTOR CILINDRO PARABÓLICO COMPUUESTO CON APLICACIÓN PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA,” Ph.D. dissertation, Universidad de Plura, 2011.
- [41] R. Winston and H. Hinterberger, “Principles of cylindrical concentrators for solar energy,” *Solar Energy*, vol. 17, pp. 255–258, 09 1975.
- [42] S. S. J. A. R. Tapia and E. Sol, “Concentrador parabólico compuesto : una descripción opto-geométrica on,” vol. 55, no. 2, pp. 141–153, 2009.
- [43] A. Rabl, “Solar concentrators with maximal concentration for cylindrical absorbers,” *II Simposio Iberoamericano de Ingeniería de Residuos*, vol. 15, no. 1871 - 1873, pp. 3–15, 1976.
- [44] M. J. Carvalho, M. Collares-Pereira, J. M. Gordon, and A. Rabl, “Truncation of CPC solar collectors and its effect on energy collection,” *Solar Energy*, vol. 35, no. 5, pp. 393–399, 1985.
- [45] J. S. Bajić, D. Z. Stupar, L. M. Manojlović, M. P. Slankamenac, and M. B. Živanov, “A simple, low-cost, high-sensitivity fiber-optic tilt sensor,” *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 185, pp. 33–38, 2012.
- [46] I. Llorente Sanchez, “Estado del arte de tubos receptores para captadores cilindro-parabólicos. Comparación de modelos estáticos.” Ph.D. dissertation, Universidad de Sevilla., 2015.
- [47] I. L. Sánchez, “Estado del arte de tubos receptores para captadores cilindro-parabólicos. comparación de modelos estáticos,” *Departamento de Ingeniería Energética. Grupo Termotecnia. Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Universidad de Sevilla*, vol. 28, 2015.
- [48] F. Lara, N. Velázquez, and D. Saucedo, “Metodología para el Dimensionamiento y Optimización de un Concentrador Lineal Fresnel Methodology for Sizing and Optimization of a Linear Fresnel Reflector,” vol. 24, pp. 115–128, 2012.
- [49] N. El Gharbi, H. Derbal, S. Bouaichaoui, and N. Said, “A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies,” *Energy Procedia*, vol. 6, pp. 565–572, 2011.
- [50] W. R. MCINTIRE, “TRUNCATION OF NONIMAGING CUSP CONCENTRATORSt,” *solaar energy*, vol. 23, no. 4, pp. 351 – 355, 1979.

- [51] P. L. Singh, R. M. Sarviya, and J. L. Bhagoria, "Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers," *Applied Energy*, vol. 87, no. 2, pp. 541–550, 2010. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.08.019>
- [52] H. Beltagy, D. Semmar, S. Mihoub, and N. Said, "Sizing Analysis of Linear Fresnel Solar Thermal Power Plant in Algeria," *Energy Procedia*, vol. 93, no. March, pp. 19–24, 2016. [Online]. Available: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610216305719>
- [53] Christian Venegas Coll, "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN D EUN CONCENTRADOR LINEAL FRESNEL," Ph.D. dissertation, Universidad Técnica Federico Santa María.
- [54] T. D. Eduardo and Z. Moya, "DISEÑO Y ESTUDIO ECONÓMICO DE UNA PLANTA ENERGÍA TÉRMICA A UNA PLANTA LÁCTEA Proyecto Fin de Máster," Ph.D. dissertation, Escuela de organizacion industrial, 2014.
- [55] P. F. D. E. Carrera, "Diseño de captador solar cilíndrico parabólico para aplicaciones rurales en paraguay," 2012.
- [56] C. P. VELASCO, "DISEÑO DE CAPTADOR SOLAR CILÍNDRICO PARABÓLICO PARA APLICACIONES RURALES EN PARAGUAY," Ph.D. dissertation, 2012.
- [57] D. Hoyos, M. Gea, C. Cadena, and R. Echazú, "Diseño y construcción de seguidores solares. análisis y comparación," *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, vol. 12, pp. 871–877, 2008.
- [58] V. A. C. Vásquez, "Diseño de una transmisión de potencia entre bomba y motor para bombeo de lodo," *Piura*, Marzo, 2009.
- [59] B. Garcia, "Sistema de transmisión de potencia de ventilador industrial," pp. Other, Rendering, SOLIDWORKS, 2012.
- [60] K. Ogata, *Ingeniería de control moderna*, 1974.
- [61] O. P. A. MSc., "Hidráulica de potencia Motores Aplicaciones de la Hidráulica de potencia."

A. Anexo A: Cálculo del ángulo de incidencia para cada hora del día 15 de Mayo de Bogotá

Día	15	Declinación δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	53,96695524	23,43785613	5156,620156	6	7
Hora	6	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	30,15	53,94180971	162,1281622	46,31903204	17,58343592	28,77805418
Azimuth	69,212	0,588606596	1,123243562			
Día	15	Declinación δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	4297,183463	6	7
Hora	7	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	37,22	24,65860794	137,2912355	23,90440846	-38,86212766	34,65718742
Azimuth	-31,6	0,908809819	0,867914684			
Día	15	Declinación δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	3437,746771	6	7
Hora	8	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	35,945	39,2665485	149,6817793	-36,26415853	-28,92303373	33,63294926
Azimuth	51,425	0,77420987	1,019601694			

Día	15	Declinación δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	2578,310078	6	7
Hora	9	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	28,555	43,0358116	146,4293903	-39,10181098	31,6825162	27,38745873
Azimuth	-50,98	0,730927289	0,984131977			
Día	15	Declinación δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	1718,873385	6	7
Hora	10	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	26,756	20,29959291	124,6361665	19,87756679	47,14169358	25,7943679
Azimuth	22,863	0,9378914	0,671316682			
Día	15	Declinación δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	859,4366927	6	7
Hora	11	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	33,199	55,87796013	172,9972773	47,43200243	-6,98530147	31,37223388
Azimuth	-81,62	0,560957482	1,172329389			

Día	15	Declinación 6 GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	0	6	7
Hora	12	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	38,036	0	128,0356234	0	-45,12774972	35,30286894
Azimuth	0	1	0,727761111			

Día	15	Declinación 6 GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	-859,4366927	6	7
Hora	13	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	33,19901066	55,87796013	172,9972773	-47,43200243	-6,98530147	31,37223388
Azimuth	81,62228211	0,560957482	1,172329389			

Día	15	Declinación 6 GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	-1718,873385	6	7
Hora	14	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	26,7563014	20,29959291	124,6361665	-19,87756679	47,14169358	25,7943679
Azimuth	-22,86300089	0,9378914	0,671316682			

Día	15	Declinación 6 GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	-2578,310078	6	7
Hora	15	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	28,5549468	43,0358116	146,4293903	39,10181098	31,6825162	27,38745873
Azimuth	50,98363706	0,730927289	0,984131977			

Día	15	Declinación 6 GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	-3437,746771	6	7
Hora	16	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	35,94481038	39,2665485	149,6817793	36,26415853	-28,92303373	33,63294926
Azimuth	-51,42535332	0,77420987	1,019601694			

Día	15	Declinación 6 GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	-4297,183463	6	7
Hora	17	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	37,22035332	24,65860794	137,2912355	-23,90440846	-38,86212766	34,65718742
Azimuth	31,59600832	0,908809819	0,867914684			

Día	15	Declinación 6 GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	-5156,620156	6	7
Hora	18	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	30,22315457	53,87877046	162,1336672	-46,28189869	17,5781964	28,84092951
Azimuth	-69,20286448	0,589495698	1,124179597			

Día	15	Declinación 6 GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2010	53,96823299	23,43798625	-6016,056849	6	7
Hora	19	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	4,6097	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	26,29234119	4,513488061	116,7364555	4,508821406	51,17001958	25,37924302
Azimuth	5,035584266	0,996898836	0,531380045			

B. Anexo B: Cálculo del ángulo de incidencia para cada hora del día 15 de Diciembre en la Guajira

Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	5156,620156	6	7
Hora	6	Ángulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	47,22800535	40,5222061	168,6119605	37,22751504	-11,31320662	42,05864751
Azimuth	-73,09630458	0,760154202	1,439504739			
Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	4297,183463	6	7
Hora	7	Ángulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	19,16811591	19,60838371	118,0016974	19,22785691	-50,5883737	18,81255738
Azimuth	-20,81102167	0,942008358	0,689417152			
Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	3437,746771	6	7
Hora	8	Ángulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	23,56493619	30,60427087	130,3396055	-29,16960075	-43,67204958	22,90617444
Azimuth	33,73990393	0,86070408	0,950529252			

Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	2578,310078	6	7
Hora	9	Ángulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	56,66279383	33,29451714	178,5014052	-31,45210757	-1,498423922	47,86779716
Azimuth	87,27240851	0,835859896	1,467912025			
Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	1718,873385	6	7
Hora	10	Ángulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	71,18748348	16,20395261	170,7000531	15,98880853	9,25916446	54,23497235
Azimuth	59,92474588	0,960274437	1,449113238			
Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	859,4366927	6	7
Hora	11	Ángulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	33,88221034	41,75054756	150,2786606	38,15261763	-28,40622476	31,94167361
Azimuth	-53,3307697	0,746051011	1,275239857			

Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	0	6	7
Hora	12	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	16,45729962	0	106,4572996	0	-54,94843643	16,23193408
Azimuth	0	1	0,416002782			

Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	-859,4366927	6	7
Hora	13	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	33,88221034	41,75054756	150,2786606	-38,15261763	-28,40622476	31,94167361
Azimuth	53,3307697	0,746051011	1,275239857			

Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	-1718,873385	6	7
Hora	14	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	71,18748348	16,20395261	170,7000531	-15,98880853	9,25916446	54,23497235
Azimuth	-59,92474588	0,960274437	1,449113238			

Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	-2578,310078	6	7
Hora	15	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	56,66279383	33,29451714	178,5014052	31,45210757	-1,498423922	47,86779716
Azimuth	-87,27240851	0,835859896	1,467912025			

Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	-3437,746771	6	7
Hora	16	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	23,56493619	30,60427087	130,3396055	29,16960075	-43,67204958	22,90617444
Azimuth	-33,73990393	0,86070408	0,950529252			

Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	-4297,183463	6	7
Hora	17	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	19,16811591	19,60838371	118,0016974	-19,22785691	-50,5883737	18,81255738
Azimuth	20,81102167	0,942008358	0,689417152			

Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	-5156,620156	6	7
Hora	18	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	47,22800535	40,5222061	168,6119605	-37,22751504	-11,31320662	42,05864751
Azimuth	73,09630458	0,760154202	1,439504739			

Día	192	Declinacion δ GRADOS	δ_0	Ángulo horario	Hora salida del sol Tsr	Hora puesta del sol Tsr
Año	2011	60,51192019	23,43785613	-6016,056849	6	7
Hora	19	Angulo de incidencia		Coordenadas vector solar		
Latitud	11,53	Este-Oeste	Norte-sur	Usx	Usy	Usz
Angulo de elevacion del sol	77,30049048	3,629162002	167,8467114	3,626735753	12,06235844	55,89411996
Azimuth	16,73422293	0,99799464	1,435503959			

C. Anexo C: Tabla de factores de servicio básico para máquinas

Factores de Servicio Básicos para Máquinas

Tabla 1

TIPO		FACTOR
Agitadores, batidores (Pala o propulsor)	Líquido	1.6
	Semilíquido	1.7
Maquinaria de panadería	Batidoras de masa	1.6
Maquinaria para ladrillos y barro	Taladros, batidoras y granuladores	1.7
	amasaderas	2.0
Centrifugadoras		1.9
Compresores	Recíprocos	2.2
	centrífugos	1.7
Transportadores	Banda, carga ligera;	1.5
	banda para horno; mineral, carbón,	1.7
	apron cangilón, espiral, helicoidal	1.8
Ventiladores, Sopladores	Centrífugos, propulsor, ventiladores	1.8
	para minas, sopladores positivos	2.0
Generadores y excitadores		1.8
Molinos de martillos		1.9
Grúas, elevadores		1.8
Maquinaria para lavanderías	General	1.6
	Extractores, lavadoras	1.8
Eje de línea		1.7
Máquinas herramientas	Taladros, tomos	1.6
	máquinas de tornillo, esmeril	1.7
	fresadoras, cepillos, troqueles	1.7
Molinos	Bola, varilla, granulo, etc.	2.2
Maquinaria para papel	Agitadores, calandrias, secadoras,	1.6
	desfibradoras, bombas nash	1.9
Maquinaria para Imprentas	Imprentas, periódicos, rotativas, planas, revista; máquinas de linotipo, cortadoras, plegadoras	1.6
Bombas	Centrífugas, engranes rotarias,	1.7
	tubular, recíprocas	2.2
Maquinarias para plantas de hule		1.8
Maquinarias para aserraderos		1.8
Cribas	Vibradoras, (agitadoras)	1.7
	tambor, cónico	1.5
Maquinaria textil	Telares, hilanderías, carretes, urdimbre	1.8
		1.7
Maquinaria para trabajos en madera	Tornos, sierras sinfin, sierras circulares,	1.4
	cepillos	1.6

FACTORES DE SERVICIO ADICIONALES PARA TRANSMISIÓN DE ACELERACIÓN

Para transmisiones de aceleración, añada al factor de servicio básico, el factor de servicio adicional mostrado a continuación

Rango de proporción de aceleración	Factor Adicional
1.00 a 1.24	Ninguno
1.25 a 1.74	.10
1.75 a 2.49	.20
2.50 a 3.49	.30
3.50 y arriba	.40

PARA CONDICIONES POCO USUALES

Para una operación continua de 24 horas y/o el uso de una rueda loca, añada .02 al factor de servicio básico. Para una operación intermitente o estacional, deduzca 0.2 al factor de servicio básico.

Los factores de servicio adicionales se requieren para condiciones poco usuales - tales como inversión de carga, carga pesada, freno eléctrico. Estos deben ser determinados por un especialista en transmisión.

DIÁMETRO MÍNIMO DE POLEA DE TIEMPO RECOMENDADO

Paso	RPM	Número dientes	Diámetro exterior
1/5" pulg (XL)	3.500	12 XL	18,8 mm
	1.750	11 XL	17,2 mm
	1.160	10 XL	15,6 mm
3/8" pulg (L)	3.500	16 L	47,8 mm
	1.750	14 L	41,7 mm
	1.160	12 L	35,6 mm
1/2" pulg (H)	3.500	20 H	79,5 mm
	1.750	18 H	71,4 mm
	1.160	16 H	63,3 mm
7/8" pulg (XH)	1.750	26 XH	181,2 mm
	1.160	24 XH	167,0 mm
	870	22 XH	152,8 mm
1-1/4" pulg (XXH)	1.750	26 XXH	259,7 mm
	1.160	24 XXH	239,5 mm
	870	22 XXH	219,3 mm

IMPORTANTE:

Es preferible elegir siempre una transmisión de mayor capacidad a la calculada que una ligeramente inferior. Recuerde que las transmisiones NO deben emplearse como "luzble", pues para ello existen dispositivos mecánicos y eléctricos específicos.

Formula para el cálculo de la longitud de correas para transmisiones especiales que no se encuentran predeterminadas en este manual.

$$L_p = 2C + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

Donde:

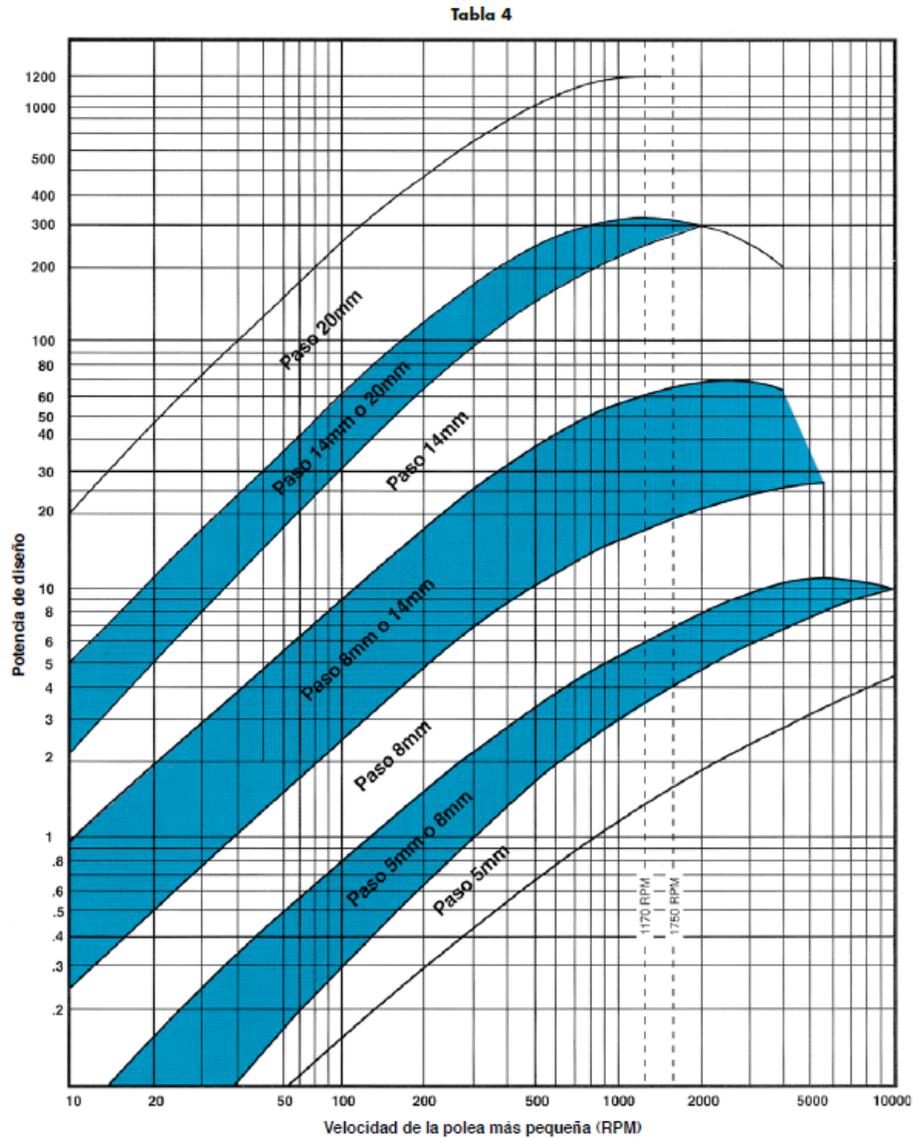
Lp: largo de la correa en pulgadas

D: diámetro de la polea mayor en pulgadas

d: diámetro de la polea menor en pulgadas

C: distancia entre centros en pulgadas

D. Anexo D: Tabla de selección de paso para transmisiones sincrónicas



F. Anexo F: Tabla de capacidad de transmisión de correas con 8M estándar

Tablas de Capacidad de Transmisión con Correas 8M de Anchos Estándar

RANGO DE HP — 20mm (.79 pulg.) ancho de correa (8M-20)																	
No. de Dientes	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	56	64	72	80	
D.P. mm n.	56.02 2.206	61.12 2.406	66.21 2.607	71.30 2.807	76.39 3.008	81.49 3.208	86.58 3.409	91.67 3.609	96.77 3.810	101.86 4.010	112.05 4.411	122.23 4.812	142.60 5.614	162.97 6.416	183.35 7.218	203.72 8.020	
RPM DE LA POLEA MENOR	10	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	0.07	0.08	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	0.15
	20	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.14	0.15	0.17	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30
	40	0.09	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19	0.22	0.25	0.28	0.30	0.33	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60
	60	0.13	0.15	0.18	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37	0.42	0.45	0.50	0.54	0.64	0.73	0.82	0.91
	100	0.22	0.25	0.30	0.36	0.42	0.48	0.55	0.62	0.70	0.76	0.83	0.91	1.06	1.21	1.36	1.51
	200	0.44	0.49	0.60	0.71	0.83	0.96	1.10	1.25	1.40	1.51	1.66	1.79	2.06	2.32	2.58	2.84
	300	0.66	0.72	0.86	1.03	1.20	1.39	1.59	1.80	2.03	2.19	2.39	2.58	2.97	3.35	3.72	4.09
	400	0.87	0.95	1.12	1.33	1.56	1.80	2.06	2.34	2.63	2.84	3.10	3.35	3.84	4.33	4.81	5.26
	500	1.09	1.19	1.37	1.63	1.91	2.20	2.52	2.85	3.21	3.47	3.78	4.09	4.69	5.28	5.86	6.43
	600	1.31	1.43	1.62	1.92	2.24	2.59	2.96	3.36	3.78	4.09	4.45	4.81	5.51	6.20	6.88	7.54
	700	1.53	1.67	1.86	2.20	2.58	2.98	3.40	3.85	4.33	4.69	5.10	5.51	6.32	7.10	7.87	8.63
	800	1.75	1.90	2.09	2.48	2.90	3.35	3.83	4.34	4.88	5.28	5.74	6.20	7.10	7.98	8.84	9.69
	870	1.90	2.07	2.25	2.67	3.13	3.61	4.13	4.68	5.26	5.68	6.18	6.68	7.64	8.59	9.51	10.41
	1000	2.18	2.38	2.57	3.03	3.54	4.09	4.67	5.29	5.95	6.43	6.99	7.54	8.63	9.69	10.71	11.71
	1160	2.53	2.76	2.98	3.45	4.03	4.66	5.32	6.03	6.77	7.32	7.96	8.59	9.81	11.00	12.15	13.26
1200	2.61	2.85	3.09	3.56	4.16	4.80	5.49	6.21	6.98	7.54	8.20	8.84	10.10	11.32	12.50	13.64	
1400	3.05	3.32	3.59	4.07	4.76	5.50	6.28	7.11	7.98	8.63	9.37	10.10	11.52	12.88	14.19	15.45	
1600	3.46	3.79	4.10	4.68	5.35	6.17	7.05	7.98	8.96	9.69	10.51	11.32	12.88	14.38	15.80	17.16	
1750	3.80	4.14	4.48	4.95	5.78	6.67	7.62	8.62	9.68	10.46	11.34	12.20	13.87	15.45	16.95	18.36	
2000	4.33	4.72	5.11	5.60	6.48	7.48	8.54	9.65	10.85	11.71	12.69	13.64	15.45	17.16	18.75	20.22	
2400	5.18	5.64	6.10	6.69	7.57	8.73	9.96	11.26	12.64	13.64	14.74	15.80	17.81	19.64	21.30	22.77	
2800	6.02	6.55	7.07	7.75	8.60	9.92	11.31	12.78	14.33	15.45	16.66	17.81	19.93	21.81	23.43	24.75	
3200			8.03	8.79	9.59	11.04	12.59	14.22	15.93	17.16	18.44	19.64	21.81	23.64	25.08		
3500					10.29	11.85	13.50	15.24	17.07	18.36	19.68	20.91	23.05	24.75			
4000						13.11	14.92	16.82	18.82	20.22	21.56	22.77	27.75				
4500							16.21	18.26	20.41	21.88	23.19	24.31					
5000								19.54	21.81	23.32	24.54	25.51					
5500									23.01	24.54	25.60						
RANGO DE HP — 30mm (1.18 pulg.) ancho de correa (8M-30)																	
No. de Ranuras	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	56	64	72	80	
D.P. mm n.	56.02 2.206	61.12 2.406	66.21 2.607	71.30 2.807	76.39 3.008	81.49 3.208	86.58 3.409	91.67 3.609	96.77 3.810	101.86 4.010	112.05 4.411	122.23 4.812	142.60 5.614	162.97 6.416	183.35 7.218	203.72 8.020	
RPM DE LA POLEA MENOR	10	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.19	0.21	0.24
	20	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20	0.22	0.24	0.26	0.29	0.33	0.38	0.43	0.48
	40	0.14	0.16	0.19	0.22	0.26	0.30	0.35	0.39	0.44	0.48	0.52	0.57	0.67	0.76	0.86	0.95
	60	0.21	0.23	0.28	0.34	0.39	0.46	0.52	0.59	0.68	0.72	0.79	0.86	1.00	1.14	1.29	1.43
	100	0.34	0.39	0.47	0.56	0.66	0.76	0.87	0.98	1.11	1.19	1.31	1.43	1.67	1.91	2.15	2.38
	200	0.69	0.76	0.94	1.12	1.31	1.52	1.74	1.97	2.21	2.38	2.61	2.83	3.25	3.67	4.08	4.48
	300	1.03	1.13	1.36	1.62	1.90	2.19	2.51	2.84	3.20	3.46	3.77	4.08	4.68	5.28	5.86	6.44
	400	1.38	1.50	1.77	2.10	2.46	2.84	3.25	3.68	4.14	4.48	4.88	5.28	6.06	6.83	7.58	8.32
	500	1.72	1.86	2.16	2.57	3.00	3.47	3.97	4.50	5.06	5.47	5.96	6.44	7.39	8.32	9.24	10.14
	600	2.07	2.25	2.55	3.03	3.54	4.09	4.68	5.30	5.96	6.44	7.02	7.58	8.69	9.78	10.85	11.90
	700	2.41	2.63	2.93	3.47	4.06	4.69	5.37	6.08	6.83	7.39	8.05	8.69	9.96	11.20	12.42	13.61
	800	2.75	3.00	3.30	3.91	4.58	5.29	6.04	6.85	7.70	8.32	9.06	9.78	11.20	12.59	13.95	15.28
	870	2.99	3.26	3.56	4.22	4.93	5.70	6.51	7.38	8.29	8.97	9.75	10.53	12.06	13.55	15.00	16.42
	1000	3.44	3.75	4.06	4.77	5.58	6.45	7.37	8.34	9.38	10.14	11.03	11.9	13.61	15.28	16.91	18.49
	1160	3.99	4.35	4.71	5.45	6.36	7.35	8.40	9.51	10.69	11.55	12.56	13.55	15.48	17.35	19.17	20.94
1200	4.12	4.49	4.87	5.61	6.56	7.57	8.65	9.80	11.01	11.90	12.93	13.95	15.94	17.86	19.73	21.53	
1400	4.80	5.24	5.67	6.43	7.51	8.67	9.90	11.21	12.60	13.61	14.79	15.94	18.18	20.39	22.41	24.41	
1600	5.48	5.98	6.47	7.22	8.44	9.74	11.13	12.59	14.14	15.28	16.58	17.86	20.33	22.70	24.97	27.12	
1750	5.99	6.53	7.07	7.81	9.12	10.53	12.02	13.61	15.28	16.50	17.90	19.27	21.90	24.41	26.79	29.04	
2000	6.84	7.45	8.06	8.84	10.23	11.81	13.46	15.25	17.12	18.49	20.03	21.53	24.41	27.12	29.68	32.01	
2400	8.18	8.90	9.62	10.55	11.95	13.78	15.73	17.78	19.96	21.53	23.28	24.97	28.16	31.09	33.76	36.13	
2800	9.50	10.34	11.17	12.24	13.59	15.66	17.86	20.19	22.64	24.41	26.33	28.16	31.56	34.58	37.20	39.38	
3200			12.68	13.88	15.15	17.45	19.89	22.47	25.18	27.12	29.17	31.09	34.58	37.54	39.92		
3500					16.26	18.73	21.34	24.09	26.99	29.04	31.15	33.12	36.58	39.36			
4000						20.73	23.60	26.62	29.79	32.01	34.17	36.13	39.38				
4500							25.67	28.93	32.34	34.68	36.81	38.66					
5000								30.99	34.60	37.03	39.03	40.66					
5500									36.57	39.00	40.00						

Tablas de Capacidad de Transmisión con Correas 8M de Anchos Estándar

RANGO DE HP — 20mm (.79 pulg.) ancho de correa (8M-20)																	
No. de Dientes	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	56	64	72	80	
D.P. mm in.	56.02 2.206	61.12 2.406	66.21 2.607	71.30 2.807	76.39 3.008	81.49 3.208	86.58 3.409	91.67 3.609	96.77 3.810	101.86 4.010	112.05 4.411	122.23 4.812	142.50 5.614	162.97 6.416	183.35 7.218	203.72 8.020	
RPM DE LA POLEA MENOR	10	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	0.07	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	0.15	0.15
	20	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.14	0.15	0.17	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30
	40	0.09	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19	0.22	0.25	0.28	0.30	0.33	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60
	60	0.13	0.15	0.18	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37	0.42	0.45	0.50	0.54	0.64	0.73	0.82	0.91
	100	0.22	0.25	0.30	0.36	0.42	0.48	0.55	0.62	0.70	0.76	0.83	0.91	1.06	1.21	1.36	1.51
	200	0.44	0.49	0.60	0.71	0.83	0.96	1.10	1.25	1.40	1.51	1.66	1.79	2.06	2.32	2.58	2.84
	300	0.66	0.72	0.86	1.03	1.20	1.39	1.59	1.80	2.03	2.19	2.39	2.58	2.97	3.35	3.72	4.09
	400	0.87	0.95	1.12	1.33	1.56	1.80	2.06	2.34	2.63	2.84	3.10	3.35	3.84	4.33	4.81	5.28
	500	1.09	1.19	1.37	1.63	1.91	2.20	2.52	2.85	3.21	3.47	3.78	4.09	4.69	5.28	5.86	6.43
	600	1.31	1.43	1.62	1.92	2.24	2.59	2.96	3.36	3.78	4.09	4.45	4.81	5.51	6.20	6.88	7.54
	700	1.53	1.67	1.86	2.20	2.58	2.98	3.40	3.85	4.33	4.69	5.10	5.51	6.32	7.10	7.87	8.63
	800	1.75	1.90	2.09	2.48	2.90	3.35	3.83	4.34	4.88	5.28	5.74	6.20	7.10	7.98	8.84	9.69
	870	1.90	2.07	2.25	2.67	3.13	3.61	4.13	4.68	5.26	5.68	6.18	6.68	7.64	8.59	9.51	10.41
	1000	2.18	2.38	2.57	3.03	3.54	4.09	4.67	5.29	5.95	6.43	6.99	7.54	8.63	9.69	10.71	11.71
	1160	2.53	2.76	2.98	3.45	4.03	4.66	5.32	6.03	6.77	7.32	7.96	8.59	9.81	11.00	12.15	13.26
	1200	2.61	2.85	3.09	3.56	4.16	4.80	5.49	6.21	6.98	7.54	8.20	8.84	10.10	11.32	12.50	13.64
	1400	3.05	3.32	3.59	4.07	4.76	5.50	6.28	7.11	7.98	8.63	9.37	10.10	11.52	12.88	14.19	15.45
	1600	3.46	3.79	4.10	4.58	5.35	6.17	7.05	7.98	8.96	9.69	10.51	11.32	12.88	14.38	15.80	17.16
	1750	3.80	4.14	4.48	4.95	5.78	6.67	7.62	8.62	9.68	10.46	11.34	12.20	13.87	15.45	16.95	18.36
	2000	4.33	4.72	5.11	5.60	6.48	7.48	8.54	9.66	10.85	11.71	12.69	13.64	15.45	17.16	18.75	20.22
2400	5.18	5.64	6.10	6.69	7.57	8.73	9.96	11.26	12.64	13.64	14.74	15.80	17.81	19.64	21.30	22.77	
2800	6.02	6.55	7.07	7.75	8.60	9.92	11.31	12.78	14.33	15.45	16.66	17.81	19.93	21.81	23.43	24.75	
3200			8.03	8.79	9.59	11.04	12.59	14.22	15.93	17.16	18.44	19.64	21.81	23.64	25.08		
3500					10.29	11.85	13.50	15.24	17.07	18.36	19.68	20.91	23.05	24.75			
4000						13.11	14.92	16.82	18.82	20.22	21.56	22.77	27.75				
4500							16.21	18.26	20.41	21.88	23.19	24.31					
5000								19.54	21.81	23.32	24.54	25.51					
5500									23.01	24.54	25.60						

RANGO DE HP — 30mm (1.18 pulg.) ancho de correa (8M-30)																	
No. de Dientes	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	56	64	72	80	
D.P. mm in.	56.02 2.206	61.12 2.406	66.21 2.607	71.30 2.807	76.39 3.008	81.49 3.208	86.58 3.409	91.67 3.609	96.77 3.810	101.86 4.010	112.05 4.411	122.23 4.812	142.60 5.614	162.97 6.416	183.35 7.218	203.72 8.020	
RPM DE LA POLEA MENOR	10	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.19	0.21	0.24
	20	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20	0.22	0.24	0.26	0.29	0.33	0.38	0.43	0.48
	40	0.14	0.16	0.19	0.22	0.26	0.30	0.35	0.39	0.44	0.48	0.52	0.57	0.67	0.76	0.86	0.95
	60	0.21	0.23	0.28	0.34	0.39	0.46	0.52	0.59	0.66	0.72	0.79	0.86	1.00	1.14	1.29	1.43
	100	0.34	0.39	0.47	0.56	0.66	0.76	0.87	0.98	1.11	1.19	1.31	1.43	1.67	1.91	2.15	2.38
	200	0.69	0.76	0.94	1.12	1.31	1.52	1.74	1.97	2.21	2.38	2.61	2.83	3.25	3.67	4.08	4.48
	300	1.03	1.13	1.36	1.62	1.90	2.19	2.51	2.84	3.20	3.46	3.77	4.08	4.68	5.28	5.86	6.44
	400	1.38	1.50	1.77	2.10	2.46	2.84	3.25	3.68	4.14	4.48	4.89	5.28	6.06	6.83	7.58	8.32
	500	1.72	1.88	2.16	2.57	3.00	3.47	3.97	4.50	5.06	5.47	5.98	6.44	7.39	8.32	9.24	10.14
	600	2.07	2.25	2.55	3.03	3.54	4.09	4.68	5.30	5.96	6.44	7.02	7.58	8.69	9.78	10.85	11.90
	700	2.41	2.63	2.93	3.47	4.06	4.69	5.37	6.08	6.83	7.39	8.05	8.69	9.96	11.20	12.42	13.61
	800	2.75	3.00	3.30	3.91	4.58	5.29	6.04	6.85	7.70	8.32	9.06	9.78	11.20	12.59	13.95	15.28
	870	2.99	3.26	3.56	4.22	4.93	5.70	6.51	7.38	8.29	8.97	9.75	10.53	12.06	13.55	15.00	16.42
	1000	3.44	3.75	4.06	4.77	5.58	6.45	7.37	8.34	9.38	10.14	11.03	11.9	13.61	15.28	16.91	18.49
	1160	3.99	4.35	4.71	5.45	6.36	7.35	8.40	9.51	10.69	11.55	12.56	13.55	15.48	17.35	19.17	20.94
	1200	4.12	4.49	4.87	5.61	6.56	7.57	8.65	9.80	11.01	11.90	12.93	13.95	15.94	17.86	19.73	21.53
	1400	4.80	5.24	5.67	6.43	7.51	8.67	9.90	11.21	12.60	13.61	14.79	15.94	18.18	20.33	22.41	24.41
	1600	5.48	5.98	6.47	7.22	8.44	9.74	11.13	12.59	14.14	15.28	16.58	17.86	20.33	22.70	24.97	27.12
	1750	5.99	6.53	7.07	7.81	9.12	10.53	12.02	13.61	15.28	16.50	17.90	19.27	21.90	24.41	26.79	29.04
	2000	6.84	7.45	8.06	8.84	10.23	11.81	13.46	15.25	17.12	18.49	20.03	21.53	24.41	27.12	29.66	32.01
2400	8.18	8.90	9.62	10.55	11.95	13.78	15.73	17.78	19.96	21.53	23.28	24.97	28.16	31.09	33.76	36.13	
2800	9.50	10.34		11.17	12.24	13.59	15.65	17.86	20.19	22.64	24.41	26.33	28.16	31.56	34.58	37.20	
3200			12.68	13.86	15.15	17.45	19.89	22.47	25.18	27.12	29.17	31.09	34.58	37.54	39.92		
3500					16.28	18.73	21.34	24.09	26.99	29.04	31.15	33.12	36.58	39.36			
4000						20.73	23.60	26.62	29.79	32.01	34.17	36.13	39.38				
4500							25.67	28.93	32.34	34.68	36.81	38.66					
5000								30.99	34.60	37.03	39.03	40.66					
5500									36.57	39.03	40.80						