

DISEÑO Y EVALUACIÓN MEDIANTE SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE
ESTUFA SOLAR PARABÓLICA EN COLOMBIA

CRISTIAN DAVID HERNÁNDEZ PUENTES

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA, RISARALDA
PEREIRA

2014

DISEÑO Y EVALUACIÓN MEDIANTE SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO DE
ESTUFA SOLAR PARABÓLICA EN COLOMBIA

CRISTIAN DAVID HERNÁNDEZ PUENTES

Trabajo de grado para optar por el título de
Ingeniero Mecánico

Director

ÁLVARO HERNÁN RESTREPO VICTORIA. IM, Dr Eng
Facultad de Ingeniería Mecánica UTP

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA, RISARALDA
PEREIRA

2014

Nota de aceptación:

Eduardo Roncancio Huertas
Decano Facultad de Ingeniería Mecánica

Álvaro Hernán Restrepo
Director de proyecto

Jorge Trejos
Jurado Calificador

DEDICATORIA

A Dios quien me dio la suficiente fortaleza, fe y salud para culminar esta etapa de mi vida. A mis padres, mis hermanas y cada integrante de mi familia por brindarme su apoyo incondicional.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a todas las personas que brindaron su colaboración para la realización de este documento, especialmente a mis compañeros Daniel Valencia y Juan Sebastián Celis. Al director de grado el Ingeniero Álvaro Hernán Restrepo quien me brindo su ayuda en todas las situaciones que acontecieron durante el proceso de ejecución del proyecto de grado, muchas gracias por su paciencia, confianza, amistad y el conocimiento que me compartió.

CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	15
1. INTRODUCCIÓN	16
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	16
1.2 JUSTIFICACIÓN	17
1.3 OBJETIVOS	19
Objetivo general	19
Objetivos específicos	19
1.4 CONTRIBUCIÓN	19
1.5 ORGANIZACIÓN DEL DOCUMENTO	20
2. MARCO REFERENCIAL	21
2.1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	21
2.1.1 Orígenes de la cocina solar.	22
2.1.2 tipos de estufa solares.	22
2.1.2.1 Cocinas solares de panel.	23
2.1.2.2 Cocina solar tipo caja.	23
2.1.2.3 Cocina solar parabólica.	24
2.2 MARCO TEÓRICO	27

2.2.1 Orígenes de la energía solar.	27
2.2.1.1 Radiación directa.	28
2.2.1.2 Radiación difusa.	28
2.2.1.3 Radiación reflejada o albedo.	29
2.2.2 Radiación.	29
2.2.3.1 Cuerpo negro.	31
2.2.3.2 Cuerpo opaco.	31
2.2.3.3 Emisividad.	32
2.2.3.4 Absortividad, reflectividad y transmisividad.	33
2.2.4 Intensidad de la radiación.	33
2.2.5 Flujo neto de radiación y radiosidad	35
2.2.6 Irradiancia e insolación.	36
2.2.7 Geometría que describe el sol con respecto a la tierra.	36
2.2.8 Ubicación geográfica de Colombia.	39
3. DISEÑO DEL PROTOTIPO DE LA ESTUFA SOLAR PARABÓLICA	41
3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO DEL PROTOTIPO	41
3.1.1 CARGA TÉRMICA	41
3.1.2 CARGA ESTRUCTURAL	44
3.2 DIMENSIONAMIENTO DEL PROTOTIPO	45

3.2.1 Radio de concentración.	53
3.2.2 Eficiencia óptica.	54
3.2.3 Eficiencia instantánea.	56
3.2.4 Balance de energía	56
3.2.4.1 Coeficiente de convección.	58
3.2.4.2 Pérdidas por radiación.	59
3.3 CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL PROTOTIPO DE LA ESTUFA SOLAR PARABÓLICA	61
4. EVALUACIÓN ESTRUCTURAL Y TÉRMICA MEDIANTE SIMULACIÓN	65
4.1 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL PROTOTIPO DE ESTUFA SOLAR PARABÓLICA	65
4.2 PLANTEAMIENTO DEL MODELO ESTRUCTURAL PARA LA SIMULACIÓN ESTÁTICA.	66
4.3 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL	67
4.4 SIMULACIÓN TÉRMICA	71
4.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS	84
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	86
5.1 CONCLUSIONES	86
5.2 RECOMENDACIONES	87
6 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	88

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Menú por cada comida en las cuatro ciudades colombianas.	42
Tabla 2. Rango de consumos para la preparación de los menús típicos	42
Tabla 3. Resultados obtenidos con el EES	64
Tabla 4. Tipos de cargas involucradas en un análisis estático	65
Tabla 5. Propiedades del aluminio utilizado en la estructura	68
Tabla 6. Interpretación de resultados del <i>Flow Simulation</i> , Figuras 36 a 43	83
Tabla 7. Interpretación de resultados del <i>Flow Simulation</i> , Figuras 44 a 52	83

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Diagrama de actividades para el desarrollo del proyecto	20
Figura 2. Tipos de estufa solares, a) cocina solar de panel, b) cocina solar parabólicas y c) cocina solar de caja	23
Figura 3. Partes de la cocina solar parabólica.	25
Figura 4. Representación matemática gráfica de la parábola	26
Figura 5. Algunas configuraciones obtenidas con reflectores	27
Figura 6. La energía del sol que llega a la tierra	28
Figura 7. Espectro de ondas electromagnéticas	30
Figura 8. Comportamiento de los rayos solares en un cuerpo negro y real	32
Figura 9. Comportamiento de las propiedades de la radiación al entrar en contacto con un cuerpo.	33
Figura 10. Dirección de los rayos solares al ser incidentes o emitidos	34
Figura 11. Representación del ángulo Sólido en una superficie	35
Figura 12. Representación de la radiosidad	36
Figura 13. Movimiento elíptico de la tierra alrededor del sol	38
Figura 14. Incidencia de los rayos solares en el invierno y el verano	39
Figura 15. Incidencia de los rayos solares en función de la latitud [10]	39
Figura 16. Mapa de radiación en Colombia.	40

Figura 17. Comportamiento de la reflexión en el foco	45
Figura 18. Ángulo sólido descrito entre el sol y la tierra	46
Figura 19. Parámetros de una estufa solar parabólica	46
Figura 20. Comportamiento de los rayos solares en una superficie real	48
Figura 21. Parábola con ángulo de borde (φ_r) mayor a 90° .	49
Figura 22. Parábola con ángulo de borde (φ_r) menor a 90° con longitud focal grande.	49
Figura 23. Parábola con ángulo de borde (φ_r) menor a 90° con longitud focal corta.	50
Figura 24. Parábola con ángulo de borde (φ_r) igual a 90° .	50
Figura 25. Parámetro de diseño dado por Riveros	51
Figura 26. Representación del radio de concentración	54
Figura 27. Diagrama de actividades para el dimensionamiento del prototipo	60
Figura 28. Ollas según la NTC 2169	62
Figura 29. Dimensiones de la parábola de acuerdo a los resultados del EES	64
Figura 30. Posición de las cargas	67
Figura 31. Barra de comportamiento en tensiones (a), desplazamiento (b) y factor de seguridad	69
Figura 32. Tensiones en la estructura	70
Figura 33. Desplazamiento en la estructura	70

Figura 34. Parábola simplificada para simulación térmica	72
Figura 35. Simulación térmica para la latitud norte de $1^{\circ} 54'$, 21 de marzo a las 10 am	73
Figura 36. Simulación térmica para la latitud norte de $1^{\circ} 54'$, 21 de marzo a las 12 pm	73
Figura 37. Simulación térmica para la latitud sur de $4^{\circ} 13'$, 21 de marzo a las 10 am	74
Figura 38. Simulación térmica para la latitud sur de $4^{\circ} 13'$, 21 de marzo a las 12 pm	74
Figura 39. Simulación térmica para la latitud norte de $12^{\circ} 27'$, 21 de marzo a las 10 am	75
Figura 40. Simulación térmica para la latitud norte de $12^{\circ} 27'$, 21 de marzo a las 12 pm	75
Figura 41. Simulación térmica para la latitud norte de $1^{\circ} 54'$, 7 de junio a las 10 am	76
Figura 42. Simulación térmica para la latitud norte de $1^{\circ} 54'$, 7 de junio a las 12 pm	76
Figura 43. Simulación térmica para la latitud sur de $4^{\circ} 13'$, 7 de junio a las 10 a.m	77
Figura 44. Simulación térmica para la latitud sur de $4^{\circ} 13'$, 7 de junio a las 12 p.m	77
Figura 45. Simulación térmica para la latitud norte de $12^{\circ} 27'$, 7 de junio a las 10 a.m	78

Figura 46. Simulación térmica para la latitud norte de 12° 27', 7 de junio a las 12 p.m	78
Figura 47. Simulación térmica para la latitud norte de 1° 54', 21 de diciembre a las 10 am	79
Figura 48. Simulación térmica para la latitud norte de 1° 54', 21 de diciembre a las 12 pm	79
Figura 49. Simulación térmica para la latitud sur de 4° 13', 21 de diciembre a las 10 a.m	80
Figura 50. Simulación térmica para la latitud sur de 4° 13', 21 de diciembre a las 12 p.m	80
Figura 51. Simulación térmica para la latitud norte de 12° 27', 21 de diciembre a las 10 a.m	81
Figura 52. Simulación térmica para la latitud norte de 12° 27', 21 de diciembre a las 12 p.m	81

LISTA DE ANEXOS

	Pág
Anexo A. estipulación del valor para la carga estructural	84
Anexo B. presiones atmosféricas en Colombia	90
Anexo C. ficha técnica de la lámina especular utilizada en el prototipo	91
Anexo D. programación en el software EES	92
Anexo F. Estudio teórico de la estructura	94
Anexo G. Planos del prototipo de estufa solar parabólica	106
Anexo H. Funciones de singularidad	107

RESUMEN

A pesar de que las energías renovables no son un tema nuevo, este tipo de alternativa tecnológica ha tenido un mayor porcentaje de aplicabilidad en los últimos tiempos debido a que puede suplir a las fuentes energéticas actuales que tienen un efecto contaminante en el medio ambiente. El desarrollo de las energías renovables permitió que un proceso común en la sociedad como la cocción de los alimentos cuenten con dispositivos conocidos como estufas solares que trabajan con la fuente inagotable de energía solar para generar calor sin dejar impactos negativos en el entorno, brindando acceso a una energía limpia a las comunidades que viven en desigualdad social.

En este documento, se presenta el diseño de un prototipo de estufa solar parabólica a partir de la necesidad energética promedio que tiene una familia Colombiana. También, se muestra el dimensionamiento de la estufa solar parabólica más adecuado para las condiciones que presenta el país y, se hará una evaluación de los resultados obtenidos teóricamente, mediante simulación y comparando con resultados similares encontrados en los diferentes artículos científicos que existen sobre el tema, para conocer la viabilidad del desarrollo de un dispositivo como este, y así, contribuir al mejoramiento de los problemas como la escasez del servicio público del gas natural que hay en Colombia.

Palabras clave: Estufa solar parabólica, energía solar, energía renovable.

1. INTRODUCCIÓN

El siguiente capítulo tiene por propósito definir el problema y los objetivos planteados. Además, se describe la importancia que se presenta al trabajar con energías renovables al nombrar las ventajas que brinda la utilización de esta alternativa tecnológica mediante la presentación del planteamiento del problema y la justificación de este documento.

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La población mundial actualmente está cerca a los 7200 millones de habitantes (según la ONU [1]), y hoy en día, algunos de los grandes problemas que se tienen son los relacionados con el mal uso de las fuentes energéticas, los daños al medio ambiente, la desigualdad social, política y económica. En Colombia, de acuerdo la encuesta nacional de calidad de vida que realizó el DANE [2] en el 2012, aún se encuentran altas cifras de hogares que no tienen acceso a servicios públicos, servicios como el gas natural que solo cubre el 57,3% de la población colombiana, cifras que de manera directa afectan la calidad de vida a un gran porcentaje de los habitantes del país, y como un efecto dominó, se vislumbra cada uno de los problemas ya nombrados tales como, la incapacidad de la clase política para encontrar un equilibrio social y económico para brindar este servicio, dejando como la solución más cercana a las personas afectadas, la utilización de la madera para la obtención de energía en la cocción de los alimentos y que de manera directa afecta al medio ambiente al implicarse la tala de árboles y liberación de humo que deteriora la salud de quien hace uso de este método tradicional de cocina, que según Smith[3], este componente es más tóxico que el tabaquismo. Sin embargo, el problema abarca mucho más de lo que se ha nombrado, debido al efecto de huella de carbono que se presenta al utilizarse los combustibles fósiles, en este caso, el carbón, el gas natural y algunas veces el uso

de la electricidad. Al realizar una búsqueda sobre la estimación de la huella de carbono para Colombia se encuentra que no hay información, por lo que se hace uso de los datos que suministra la asociación KiloWattHora [4] , la cual dice que la matriz energética en Europa arroja 700 kg de dióxido de carbono (CO₂) por cada MWh y para Brasil hay un valor de 224 kg de dióxido de carbono (CO₂) por cada MWh, un país que se asemeja a las condiciones energéticas de Colombia porque más del 50% de producción de electricidad se produce a partir de hidroeléctricas, deduciendo entonces que la huella de carbono brasilera es similar a la Colombiana. Tal como se ha visto anteriormente, a pesar de que la huella de carbono por MWh asociada a la matriz energética colombiana es baja, al ser comparada con países altamente industrializados sigue demostrando que hay un daño al medio ambiente con la quema de los combustibles fósiles.

Ante la situación planteada durante años se ha venido trabajando con energías renovables para aminorar la problemática de la huella de carbono, entre estas soluciones se encuentra la construcción de estufas solares, no obstante, para Colombia este desarrollo ha sido escaso. Por lo tanto se infiere ¿Es posible encontrar una solución para afrontar la problemática que vive la población que no cuenta con los suficientes recursos para cocinar al suministrar un diseño de un prototipo de estufa solar parabólica y aprovechar la energía proveniente del sol?

1.2 JUSTIFICACIÓN

A nivel mundial el tema de las energías limpias está en auge y países desarrollados como Islandia, Suecia, Francia, Alemania, entre otros, se consolidan con respecto a la investigación y desarrollo de las energías renovables. La energía solar es una alternativa sin mucha afectación al medio ambiente y con distintas ventajas tales como, el surgimiento de muchas organizaciones que trabajan para que este tipo energías tengan mayor acogida en los habitantes para que finalmente salgan beneficiados, este hecho ha generado gran demanda en esta

tecnología y los costos de los materiales para trabajar con energía solar han disminuido con respecto a años anteriores permitiendo un mayor acceso a las diferentes alternativas que brinda los dispositivos que trabajan con energía solar. La energía solar tiene una característica muy importante al ser gratis, una vez se cuente con la instalación necesaria para su aprovechamiento, instalación que resulta ser sencilla al no requerir elementos de mucho peso, utilizando materiales relativamente pequeños que hacen de la adecuación y transporte un gasto bajo, incluso, la energía solar es de naturaleza inagotable, libre de factores que afectan a la persona y al medio en el que se encuentre instalado, al no tener polución y evita la deforestación de los bosques. Según Cuze [5], los países en vías en desarrollo densamente poblados tienen la ventaja de contar con abundante radiación solar diaria, estipulando un rango de 5 a 7 kWh/m², intervalo de radiación con el que cuenta Colombia con más de 270 días soleados al año, una ventaja debida a su localización geográfica de aproximadamente 5 grados de la línea del ecuador. Humberto Rodriguez [6], en su artículo escribe: “Las aplicaciones de la energía solar más difundidas en Colombia son el calentamiento de agua para uso doméstico, industrial y recreacional (calentamiento de agua para piscinas) y la generación de electricidad a pequeña escala. Otras aplicaciones menos difundidas son el secado solar de productos agrícolas y la destilación solar de agua de mar u otras aguas no potables”. Dentro de este contexto, Colombia, presenta un gran potencial para que un producto como la estufa solar tenga gran acogida por parte de su población.

1.3 OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar y evaluar mediante simulación un prototipo de estufa solar parabólica considerando el potencial de radiación solar que incide sobre Colombia.

Objetivos específicos

- Definir la carga térmica y estructural de la estufa solar considerando la localización geográfica de Colombia;
- Diseñar el prototipo de la estufa solar parabólica;
- Modelar el prototipo de la estufa solar parabólica mediante software CAD/CAM;
- Entregar y documentar los resultados;

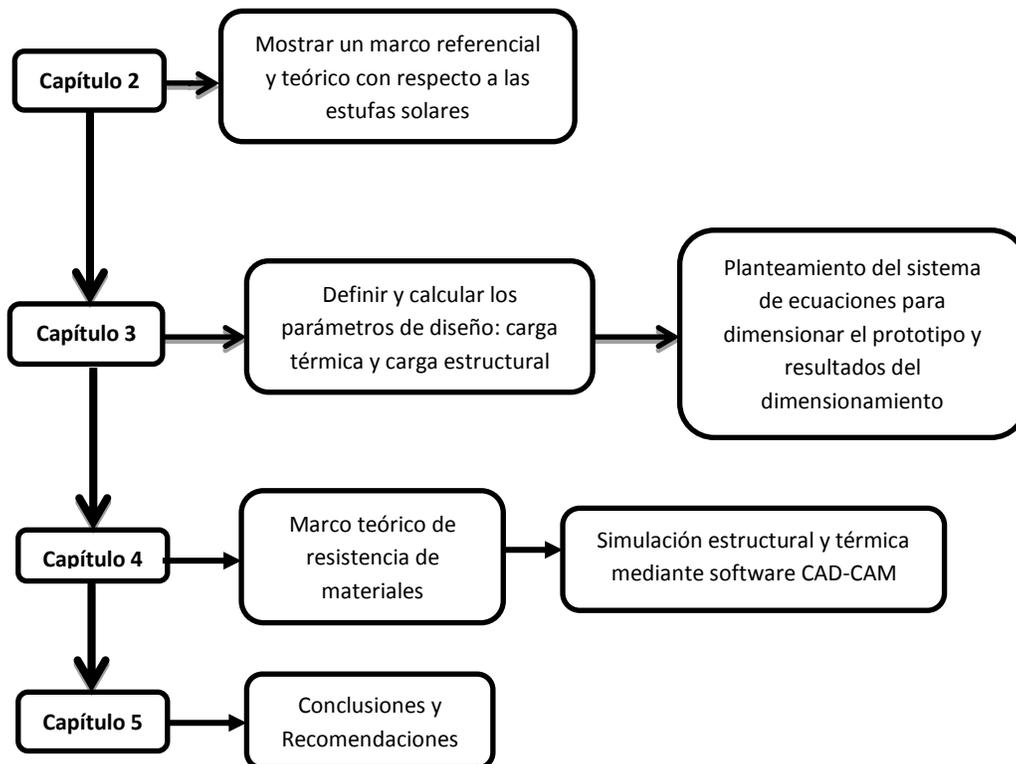
1.4 CONTRIBUCIÓN

A partir de identificar y acoplar las diferentes ecuaciones que abarcan el diseño de una cocina solar parabólica y de cuantificar la necesidad energética que presenta una familia típica en Colombia para la cocción de alimentos, se dimensionó y diseñó un prototipo de estufa solar parabólica aportando así a la búsqueda de soluciones para el mejoramiento de su calidad de vida.

1.5 ORGANIZACIÓN DEL DOCUMENTO

A continuación se presenta un esquema (figura 1) donde se resume el procedimiento que se siguió para el desarrollo de este proyecto. El capítulo 2 presenta una revisión bibliográfica general de conceptos teóricos relacionados con las cocinas solares; y el capítulo 3 define los parámetros de diseño y, se enfatiza acerca del funcionamiento de una estufa solar; también, se plantea el sistema de ecuaciones que permitió dimensionar el prototipo; El capítulo 4 se trata de la simulación realizada al diseño mediante simulación con el software Solidworks; y por último en el capítulo 5 da las conclusiones y recomendaciones surgidas.

Figura 1. Diagrama de actividades para el desarrollo del proyecto



2. MARCO REFERENCIAL

En este capítulo se presenta una revisión bibliográfica relacionada con la energía solar y su uso en la cocción de alimentos. Se muestra también una pequeña introducción relacionada con la estufa solar, debido a que en los capítulos posteriores se tratará más a fondo el funcionamiento de este dispositivo.

2.1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

El tema de las cocinas solares ha tenido gran acogida por la población mundial a través de la historia, tal como lo demuestran las diferentes organizaciones que se encuentran en la web. Un ejemplo es el de Solar Cooker International [7], que fue fundada en 1987, y desde allí ha venido trabajando con esta clase de proyecto en los lugares más olvidados por los gobiernos. Dentro de esto, también caben organizaciones como Sol Solidari [8], Solar Oven Society [9] y universidades que han acumulado información para desarrollar estufas solares, llevándolas a gran parte de África, Asia y algunos lugares de Latinoamérica, pero en realidad el tema de las energías renovables aún se encuentra en un término medio de toda la capacidad que puede brindar. En el caso de Colombia la situación no se aleja a lo que se ha venido planteando pues son las universidades las que se han puesto en la tarea de trabajar con las cocinas solares aunque se pueden encontrar empresas que venden estos dispositivos, es el caso la empresa con el nombre de proyectos solares inteligentes. Dentro de este marco, a nivel mundial se han construido una gran variedad de cocinas solares lo cual hace difícil entrar a discutir sobre cada una de ellas, sin embargo, este enorme grupo se puede identificar en tres categorías principales, las cuales son: cocinas de colector (son las más comunes), caja de cocinas solar y cocina solar parabólica, que se definen más a fondo en la sección 2.1.2. De las anteriores tipos se destaca la cocina solar parabólica dado que alcanza temperaturas altas en un corto tiempo y no necesita recipientes

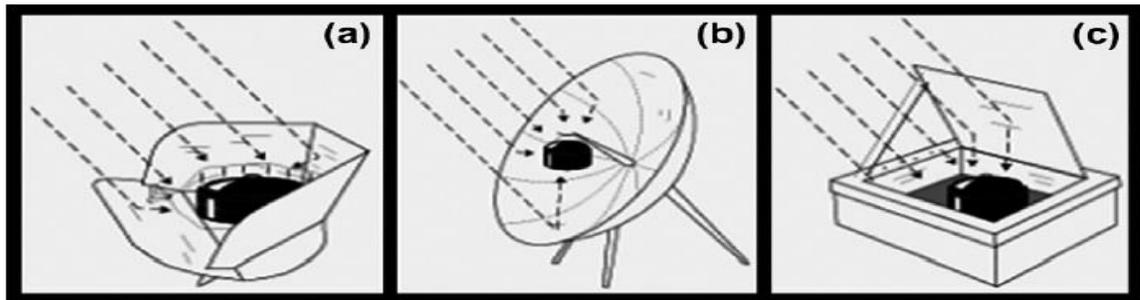
especiales para la cocción, como si lo necesitan los dos primeros tipos de cocina solar. Al observar el estado del arte de las diferentes construcciones que existen hoy en día de las estufas solares surge la pregunta: ¿por qué existe esa gran variedad?, pueden haber muchas respuestas pero en términos de la ingeniería lo que se busca es obtener la mayor eficiencia en lo que se está diseñando. En el tema de las estufas solares se han desarrollado parámetros de rendimiento, tales como eficiencia de energía, potencia de cocción; parámetros que se han sido analizados experimentalmente, porque la gran mayoría de estufas solares se han construido directamente sin ningún dimensionamiento previo, no obstante, la información que se encuentra disponible, siempre ha dejado abierta la posibilidad de mejorar las teorías ya establecidas, pues las ventajas al utilizar la energía solar son muchas.

2.1.1 Orígenes de la cocina solar. El uso de la energía solar en diversas culturas a través de la historia comienza muy atrás en el tiempo, se sabe que ha existido entre los griegos, los romanos y los chinos, a pesar de que no fue utilizado para cocinar. Fue así que en 1767 el físico francés-suizo Horace de Saussure [5] hizo que cocinar con energía solar fuera una realidad. Él construyó un invernadero miniatura con 5 capas de recuadros de vidrios puestos sobre una tabla negra, con el cual cocinó frutas; a partir de allí se conocieron otros prototipos de cocina solar, tales como en 1876, W. Adams desarrolló un equipo en forma de octágono de 8 espejos para cocinar la ración de 7 soldados en 2 horas, y así, se encuentran en la literatura diversas historias que hacen que este dispositivo sea conocido en gran parte del mundo.

2.1.2 tipos de estufa solares. Considerando la información reportada por Cuce [5] en su artículo acerca de cocinas solares, se encuentra que estos dispositivos también han sido capaces de realizar algunos procesos importantes como la

pasteurización y esterilización. Ya se habló de que hay un sin número de cocinas solares alrededor del mundo sin embargo, la clasificación que es más común en el tema de estos dispositivos se basa en 3 categorías principales, Cocinas solares de panel, cocinas solares de caja y cocinas solares parabólicas mostradas en la Figura 2.

Figura 2. Tipos de estufa solares, a) cocina solar de panel, b) cocina solar parabólicas y c) cocina solar de caja



Fuente: Cuce [5]

2.1.2.1 Cocinas solares de panel. Se puede considerar el tipo más común disponible debido a su facilidad de construcción y materiales de bajo costo. Sólo cartón y papel de aluminio son utilizados. En cocinas de paneles solares, la luz solar se concentra desde arriba. Este método de cocción solar no es muy deseable, ya que proporciona una potencia de cocción limitada. Por otro lado, este tipo de cocinas solares es muy apreciada por las personas que viven o viajan solas, ya que pueden ser portátiles y no generan mucho peso. Las cocinas solares de panel utilizan un equipo reflexivo con el fin de dirigir la luz solar directamente a un recipiente de cocina que está encerrado en una bolsa de plástico transparente.

2.1.2.2 Cocina solar tipo caja. Es un recipiente aislado con una o múltiples cubiertas de vidrio. Este tipo de cocina depende del efecto invernadero en la que el cristal transparente tiene como función generarlo, permitiendo el paso hacia el

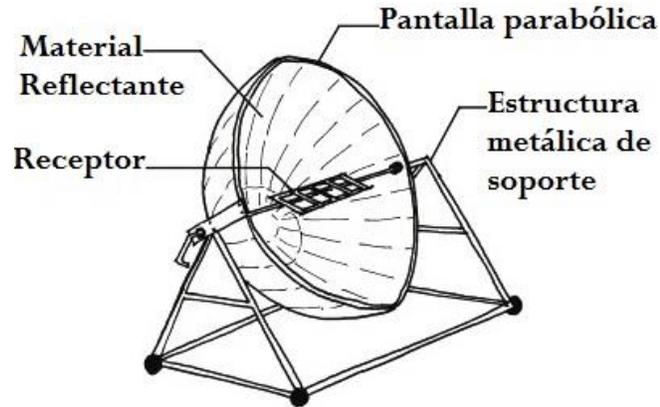
interior de la caja a la longitud de onda más corta de la radiación solar. Este paso, es la transmisividad del vidrio y una vez los rayos solares lo haya traspasado convierte la longitud de onda corta de la radiación solar en ondas largas, conocidas como radiación infrarroja. La característica del vidrio es que este no permitirá que la radiación infrarroja salga del interior, pues se ha convertido en un cuerpo opaco, con esto se presenta un incremento de temperatura con la que se hace la cocción de los alimentos. En este tipo de cocinas es importante contar con un buen aislamiento para preservar el calor. En la actualidad la cocina solar tipo caja y la de panel, han sido combinadas para dirigir los rayos solares al interior de la caja y lograr buenos resultados, una razón del porqué hay una gran variedad.

2.1.2.3 Cocina solar parabólica. Este tipo de cocina solar al igual que las anteriores tiene diversas geometrías y es la que más atrae el interés de muchas personas alrededor del mundo debido a su rendimiento excepcional. Son dispositivos que alcanzan altas temperaturas en muy corto tiempo y es la razón por la que se escogió este tipo de estufa para el desarrollo de este documento. Por lo anterior la cocina solar parabólica es también utilizada en aplicaciones de gran exigencia como lo es, evaporar agua para generar un ciclo en una planta térmica con el objetivo de generar energía eléctrica. Al haberse escogido este tipo de estufa solar, es necesario conocer cuáles son las partes que la componen, conociéndose en su forma más sencilla tres partes, el receptor, la pantalla parabólica y la estructura de soporte. (Ver Figura 3).

Al realizar una definición acerca de lo que es una estufa solar parabólica se debe sintetizar la información, ya que al igual que su diversidad de formas, existen muchas definiciones. Para empezar su principal particularidad es que es un dispositivo que permite la concentración de un flujo de radiación en un solo punto, llamado foco, donde se producen las altas temperaturas que permiten una cocción adecuada de los alimentos. La concentración de la energía en la estufa solar tiene como base de su funcionamiento la segunda parte de su nombre, la parábola,

representada en la figura 4, la cual es uno de los primeros puntos a tener en cuenta para diseñar, y se logra por medio de una función matemática.

Figura 3. Partes de la cocina solar parabólica.



Fuente: adaptada de referencia [10], Modificado por el autor

De acuerdo con Leithold [11], la ecuación de la parábola está definida de la siguiente manera

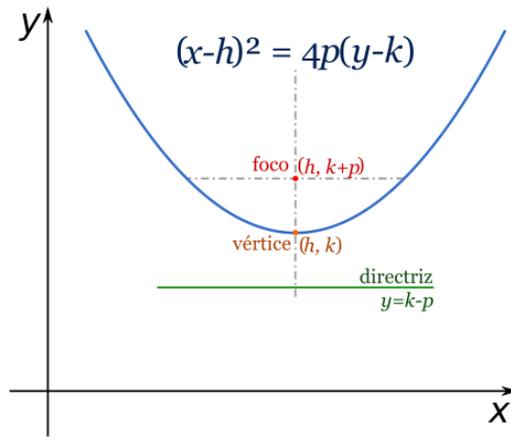
$$(x - h)^2 = 4P \cdot (y - k) \quad (1)$$

dónde h y k son los valores donde está ubicado el vértice y P es la distancia que separa el vértice y el foco.

En este trabajo para un procedimiento más rápido se adecuará la ecuación 1 para que el vértice este ubicado en el origen, logrando que los valores de h y k sean iguales a 0. Por el momento se considera P de igual valor, con el objetivo de plantear las ecuaciones en los capítulos posteriores y reemplazarlo por los valores adecuados para el diseño de la estufa solar. Considerando los valores ya establecidos, la ecuación 1 se convierte en:

$$x^2 = 4P \cdot y \quad (2)$$

Figura 4. Representación matemática gráfica de la parábola

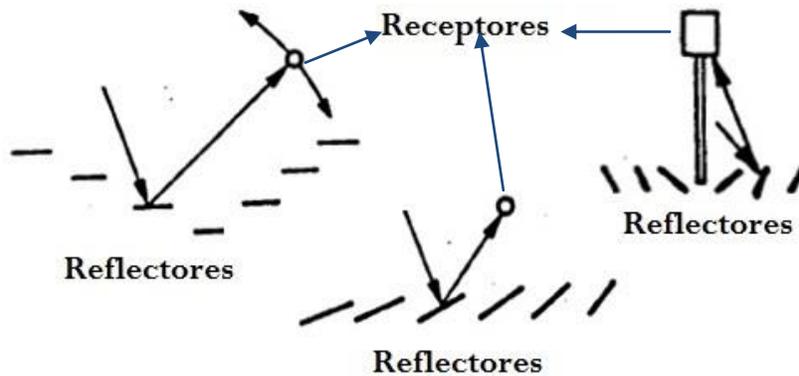


Fuente: disponible en internet [12]

Las estufas solares parabólicas son conocidas como colectores, concentradores o reflectores en el ámbito de las investigaciones a nivel mundial. Este procedimiento genera un calor útil mediante los reflectores. Los reflectores son superficies que funcionan como un espejo, también conocidas como superficies especulares, que reflejan lo que incide sobre ellos hacia un punto deseado (Ver Figura 5). Las superficies reflectantes pueden ser de forma plana, cóncavo o una combinación de ellos. Por lo general los contornos pueden relacionarse con las figuras geométricas de la parábola, la esfera o la elipse, pudiéndose construir diferentes reflectores y que en la actualidad tienen diversas aplicaciones, este es el caso de los concentradores solares que se utilizan como estufas, hornos y secadores.

Para lograr un funcionamiento correcto de la estufa solar parabólica, se debe garantizar que la radiación que llega a la pantalla parabólica sea completamente perpendicular a ella, por lo tanto, debe haber un seguimiento de la trayectoria del sol cuando se esté trabajando con la estufa solar. Para este proyecto este seguimiento se propone de forma manual. Algunos textos definen que haya una corrección de la ubicación de la pantalla reflectora cada 15 o 20 minutos [13].

Figura 5. Algunas configuraciones obtenidas con reflectores



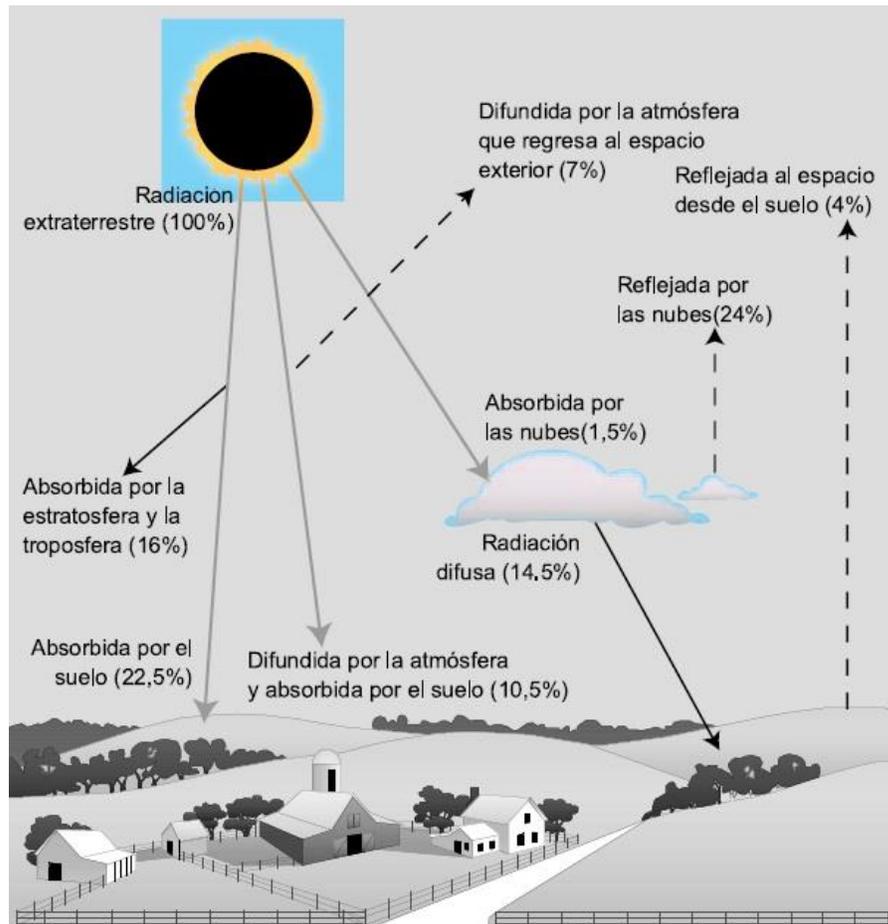
Fuente: Anaya [14]

2.2 MARCO TEÓRICO

2.2.1 Orígenes de la energía solar. El sol es el origen de la energía solar y de las otras fuentes renovables de energía. Esta estrella es un enorme reactor de fusión nuclear que transforma parte de su masa en energía.

De la gran cantidad de energía emitida constantemente el sol, una parte llega a la atmósfera terrestre en forma de radiación solar (Figura 6). De ella se estima que el 16% es absorbido por la estratosfera y la troposfera; el 22,5% por el suelo; el 4% es reflejado directamente al espacio desde el suelo. Se puede decir que aproximadamente, la atmósfera difunde el 17,5% de la radiación, de la cual el 10,5% es absorbida por el suelo y el 7% regresa al espacio exterior. Las nubes reflejan al espacio exterior un 24%, absorbiendo un 1,5% y enviando al suelo, como radiación difusa, el 14,5%, que es absorbido por el mismo. Así pues, el 47,5% de la radiación llega efectivamente a la superficie de la tierra por tres vías que se discuten a seguir:

Figura 6. La energía del sol que llega a la tierra



Fuente: centrales de energías renovables [15]

2.2.1.1 Radiación directa. Es la radiación que incide sobre los objetivos iluminados por el sol sin haber interactuado con nada y sin cambiar de dirección (es la más importante en un día soleado) figura 6.

2.2.1.2 Radiación difusa. Es una radiación que incide indirectamente, como reflejo de la radiación solar que es absorbida por el polvo y el aire (es la radiación típica de los días nublados). La difusión se produce al desviarse los rayos solares, debido a las partículas sólidas y las moléculas, como el vapor de agua, que existen en la atmósfera.

2.2.1.3 Radiación reflejada o albedo. Es la radiación procedente de la reflexión de la radiación directa en los elementos del entorno (es importante cerca del mar y de las zonas con nieve).

2.2.2 Radiación. La radiación térmica es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita. La energía del campo de radiación es transportada por ondas electromagnéticas (o alternativamente, fotones) [16]. La radiación térmica en su dinámica de transferencia viene dada por la ley de Stefan-Boltzmann, la cual plantea que el calor irradiado es proporcional a su temperatura absoluta elevada a la cuarta potencia:

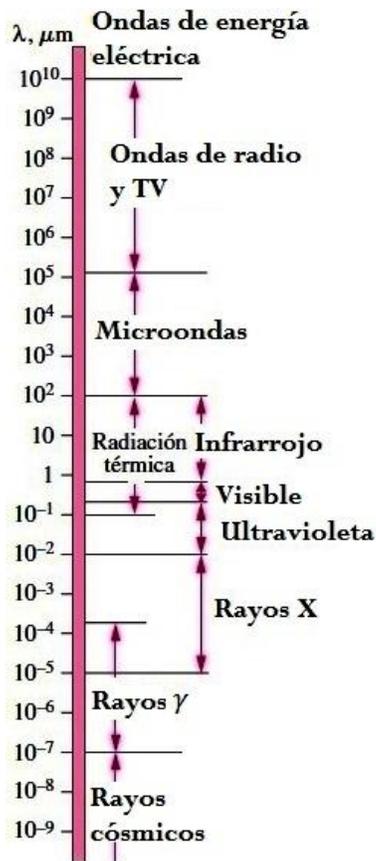
$$E = \varepsilon \times \sigma \times A \times T_s^4 \quad (3)$$

donde, ε es el coeficiente de emisividad del objeto; σ es la constante de Stefan-Boltzmann $= 5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$; A es el área de radiación; T_s es la temperatura absoluta del cuerpo emisor y E es la potencia emisiva superficial absoluta.

Según Kreith [17], la transmisión de calor por radiación es sólo uno de los numerosos fenómenos electromagnéticos. El término radiación se aplica a toda clase de procesos que transmiten energía por medios de ondas electromagnéticas sin requerir un medio material para hacerlo. Las ondas electromagnéticas guardan una similitud en sus características generales, sin embargo, de acuerdo a la longitud de onda que tenga, su comportamiento es muy diferente. En este punto es donde entra con un papel importante el conocimiento del espectro electromagnético, los cuales incluyen otros tipos de energía como los rayos gamma, los rayos X, la radiación ultravioleta, la luz visible, la radiación infrarroja, la radiación térmica, las microondas y las ondas de radio (ver la figura 7). En la figura 7 se puede observar el intervalo del tamaño de ondas electromagnéticas que abarca la radiación térmica, energía que finalmente genera calor en una cocina solar parabólica al estar relacionada directamente con la temperatura y que

a su vez está compuesta por radiación infrarroja, luz visible y una parte de la radiación ultravioleta. De hecho, según Cengel [18], todo cuerpo que emite radiación visible se le conoce como fuente luminosa y resulta obvio que el sol es nuestra principal fuente de luz. La radiación solar, casi la mitad de ella es luz y la restante es infrarroja y ultravioleta.

Figura 7. Espectro de ondas electromagnéticas



Fuente: Cengel [18]

Al realizar un estudio en el campo de la radiación térmica es importante mantener la diferencia del comportamiento de algunos cuerpos cuando están expuestos a este tipo de transferencia de calor, ya que esta depende del material del que esté hecho, de la condición de su superficie y de su temperatura. Es por esto que

entran en juego las propiedades de la radiación, pues sus valores son un importante factor para establecer la energía que se obtiene en forma de calor por medio de esta transferencia.

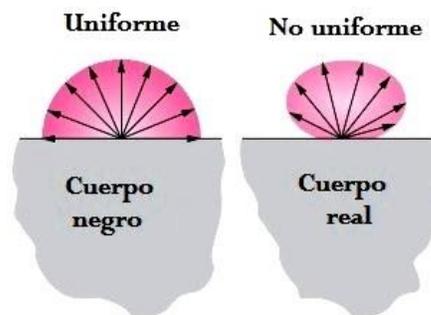
Las propiedades que se encuentran en los diferentes textos son la emisividad, la reflectancia, la absorptancia y la transmisividad. De acuerdo con la definición dada por Cengel [18], donde la radiación es un fenómeno volumétrico, es decir ocurre en todo el medio, sus propiedades se presentan en diversos grados, es por esto, que los materiales son clasificados como cuerpos negros, opacos y semitransparentes. En este proyecto se tendrán en cuenta solamente los dos primeros cuerpos y en las secciones posteriores se hará una breve descripción de ellos, junto a las propiedades antes nombradas. Es importante conocer que a pesar de que hay bibliografías que se encargan de mostrar cómo se calculan cada una de las propiedades, para proyectos como este, se trabajará con un valor medio, dado por diferentes referencias.

2.2.3.1 Cuerpo negro. Un cuerpo negro es un cuerpo idealizado para establecer cuál es la cantidad máxima de radiación que se puede obtener por una superficie a una temperatura dada. Cengel lo define como un emisor y absorbedor perfecto de la radiación. Por lo anterior, ninguna superficie puede emitir más energía que un cuerpo negro. Un cuerpo negro absorbe toda la radiación incidente, sin importar la longitud de onda. También, emite energía de radiación de manera uniforme en todas las direcciones por unidad de área normal a la dirección de emisión, caso contrario a un cuerpo real que no mantiene la uniformidad (ver Figura 8). Es decir, un cuerpo negro es un emisor difuso, lo que significa que es “independiente de la dirección”.

2.2.3.2 Cuerpo opaco. Un cuerpo opaco es la definición para aquellos sólidos que normalmente vemos a nuestro alrededor y no son transparentes, dicho en

otras palabras, es la oposición al cuerpo idealizado, es un cuerpo real como los metales, la madera, los ladrillos y las rocas. Para estos cuerpos la radiación suele considerarse como un fenómeno superficial, ya que las radiaciones emitidas por las regiones interiores de un material de ese tipo nunca pueden llegar a la superficie, y la radiación incidente sobre esos cuerpos suele absorberse en unas cuantas micras hacia adentro de dichos sólidos, razón por la que en este cuerpo al realizar un estudio con ellos, solo se consideran 3 de las 4 propiedades de la radiación, al no contar con una transmisividad, que se definirá adecuadamente más adelante. Sin embargo, las características relativas a la radiación de las superficies pueden cambiar por completo mediante la aplicación de capas delgadas de recubrimientos sobre ellas.

Figura 8. Comportamiento de los rayos solares en un cuerpo negro y real



Fuente: Cengel [18]

2.2.3.3 Emisividad. La emisividad de una superficie representa la razón entre la radiación emitida por la superficie a una temperatura dada y la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura. La emisividad de una superficie se denota por ε y varía entre $0 \leq \varepsilon \leq 1$. La emisividad es una medida de cuán cerca se aproxima una superficie a un cuerpo negro el cual tiene $\varepsilon = 1$.

2.2.3.4 Absortividad, reflectividad y transmisividad. Como se observa en la Figura 9 las propiedades de la radiación se encuentran definidas de acuerdo a la radiación incidente sobre un cuerpo, debido a que esa energía puede absorberse, transmitirse o ser reflejada. Estas propiedades son características de cada material.

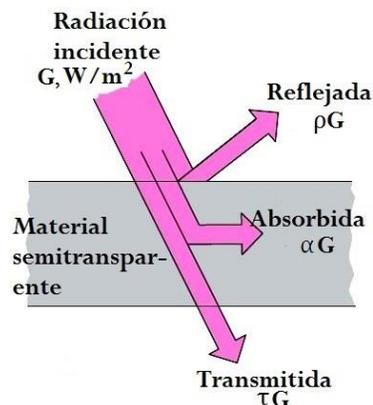
La fracción de irradiación absorbida por la superficie se conoce como absortividad α , la fracción reflejada por la superficie se llama reflectividad ρ y la fracción transmitida τ , de tal manera que:

$$\alpha = \frac{\text{Radiación absorbida}}{\text{Radiación incidente}} \quad 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (4)$$

$$\rho = \frac{\text{Radiación reflejada}}{\text{Radiación incidente}} \quad 0 \leq \rho \leq 1 \quad (5)$$

$$\tau = \frac{\text{Radiación transmitida}}{\text{Radiación incidente}} \quad 0 \leq \tau \leq 1 \quad (6)$$

Figura 9. Comportamiento de las propiedades de la radiación al entrar en contacto con un cuerpo.

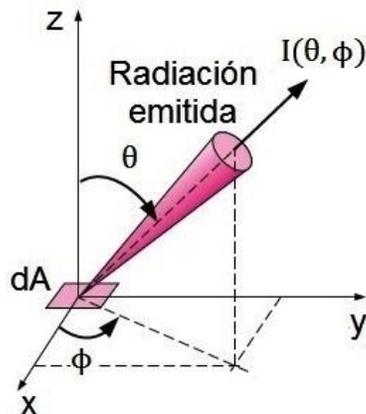


Fuente: Cengel [18]

2.2.4 Intensidad de la radiación. Dentro del campo de la estufa solar como bien se sabe, es importante conocer la cantidad de energía de calor necesaria para la

cocción de alimentos, sin embargo, establecer este parámetro no significa llegar al final de un diseño del prototipo, ya que se debe entender cómo lograr que llegué esa energía al recipiente donde se hará la cocción, tema que se extiende en la sección 3.2. El desarrollo del proyecto se basa en la definición dada por Cengel [18], la cual dice, la radiación es emitida por todas las partes de una superficie en todas las direcciones hacia el hemisferio que está arriba de ésta, y la distribución direccional de la radiación emitida (o incidente) suele no ser uniforme. Por lo tanto, se necesita una cantidad que describa la magnitud de la radiación emitida (o incidente) en una dirección específica en el espacio. Esta cantidad es la intensidad de radiación, denotada por I . Antes de describir una cantidad direccional se necesita especificar la dirección en el espacio. La mejor manera de describir la dirección de la radiación que pasa por un punto es en coordenadas esféricas, en términos del ángulo cenital θ y el ángulo azimutal ϕ , como se muestra en la figura 10. Se usa la intensidad de radiación para describir de qué manera la radiación emitida varía con los ángulos cenital y azimutal.

Figura 10. Dirección de los rayos solares al ser incidentes o emitidos



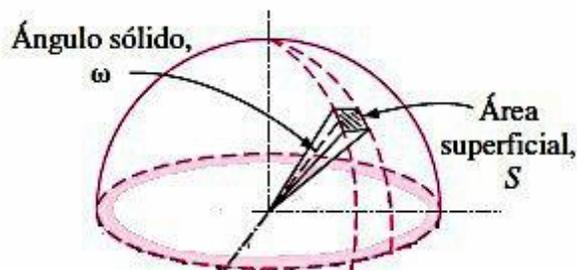
Fuente: Cengel [18]

Si todas las superficies emitieran radiación de manera uniforme en todas direcciones, especificar la cantidad de la radiación sería suficiente y no sería necesario tratar con la intensidad. La radiación emitida por un cuerpo negro por

unidad de área normal es la misma en todas direcciones y, por consiguiente, no existe dependencia direccional. Pero este no es el caso para las superficies reales. Ahora, entra en juego el llamado ángulo sólido (ver Figura 11), que cuantifica el tamaño de la intensidad de la radiación y juega un papel importante en el diseño de una estufa solar.

Haber definido los ángulos cenital, azimutal y sólido, permite establecer la cantidad de energía incidente en una superficie, el cual Cengel [18] define como, la razón a la cual la energía de radiación incide desde la dirección (θ, ϕ) por unidad de área de la superficie receptora normal a esta dirección y por unidad de ángulo sólido alrededor de esta última. El flujo de radiación incidente sobre una superficie desde todas las direcciones se llama irradiación.

Figura 11. Representación del ángulo Sólido en una superficie

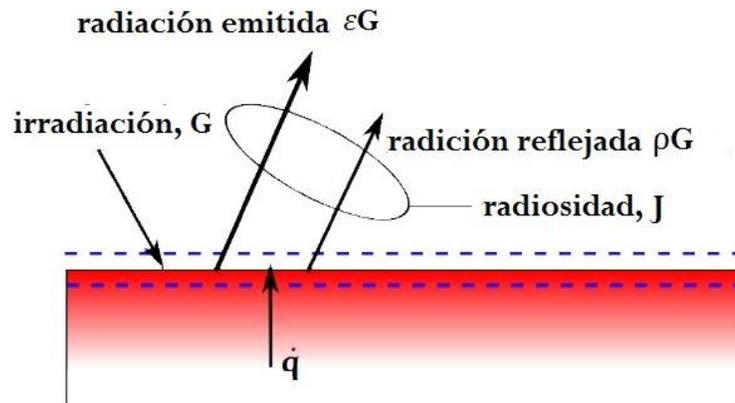


Fuente: Cengel [14]

2.2.5 Flujo neto de radiación y radiosidad. El cálculo de la transferencia de calor entre superficies comprende la energía total de radiación que emana de una superficie, sin importar cuál sea su origen. La energía total de radiación que sale de una superficie por unidad área es la radiosidad y se denota por J . (Figura 12) Durante una interacción por radiación, una superficie pierde energía por emisión y gana energía al absorber la emitida por otras superficies. Una superficie experimenta una ganancia neta o una pérdida neta de energía, dependiendo de

cuál de las dos cantidades es la mayor, cuando su resultado es positivo la superficie está ganando energía y cuando es negativo sucede todo lo contrario.

Figura 12. Representación de la radiosidad



Fuente: disponible en internet [19]

La razón neta de transferencia de calor por radiación desde una superficie a otra se denota por Q . Atendiendo a las definiciones se puede plantear la ecuación 7, donde G es la irradiancia que incide en la superficie

$$\pm Q = J - G \quad [W/m^2] \quad (7)$$

2.2.6 Irradiancia e insolación. La irradiancia se define como el valor instantáneo de la energía que llega a la superficie por cada unidad de tiempo y por cada unidad de área. Mientras que insolación es toda esa irradiancia a lo largo de un día y por lo tanto es el valor promedio normalmente encontrado en los textos [20].

2.2.7 Geometría que describe el sol con respecto a la tierra. Haber definido la intensidad de la radiación y observar que se describe a partir de ángulos, sirve como punto de partida para hablar de la geometría que el sol describe con

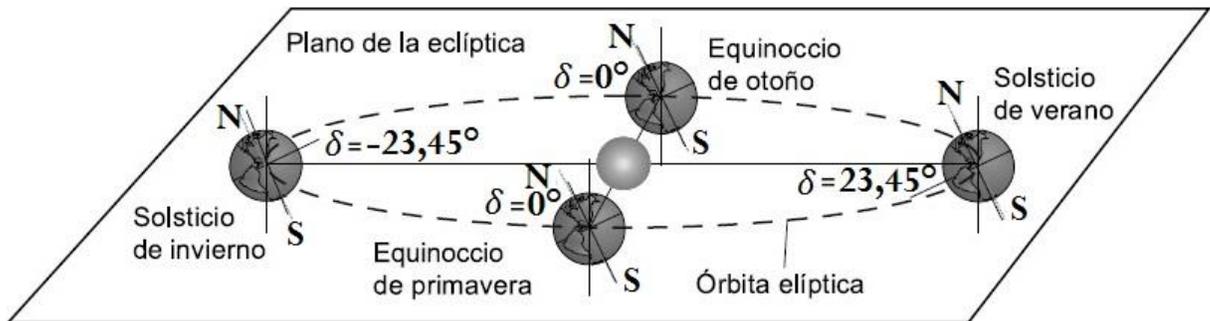
respecto a la tierra, ya que es un parámetro de diseño importante para evaluar la viabilidad del funcionamiento del prototipo pretendido. La distribución de la energía solar que llega a la tierra no es uniforme.

En la caracterización de la radiación solar incidente en la tierra, con el objeto de estimar el potencial solar, intervienen diversos factores. Entre estos factores pueden señalarse:

- Las condiciones climatológicas, que influyen en el grado de nubosidad, la turbidez atmosférica, viento predominante, etc;
- Época del año;
- La latitud del lugar;
- Orientación de la superficie receptora.

La tierra describe un movimiento de traslación alrededor del sol según una órbita elíptica en la que éste ocupa uno de los focos. El plano que contiene esta órbita se denomina plano de la eclíptica. El período de traslación dura 365 días, lo que define el año y las estaciones. A su vez la tierra realiza un movimiento de rotación alrededor de un eje que pasa por los polos. El período de rotación es de aproximadamente 24 horas y determina la duración de los días y la alternancia del día y la noche. El eje polar, sobre el que gira la Tierra, está inclinado respecto del plano de la eclíptica un ángulo de $23,45^\circ$. Debido a esta inclinación y a la traslación de la tierra, el ángulo formado por el plano ecuatorial de la tierra con la recta imaginaria que une los centros del sol y la tierra, denominado declinación solar (δ), varía entre $+23,45^\circ$ (solsticio de verano) y $-23,45^\circ$ (solsticio de invierno); Sin embargo, como indica la figura 13; en los equinoccios la declinación solar es nula y es por esto que en invierno las noches son más largas que el día, y en verano ocurre lo contrario, mientras q la nulidad de la declinación permite que en las estaciones restantes haya una igualdad en el tiempo que dura la noche y el día.

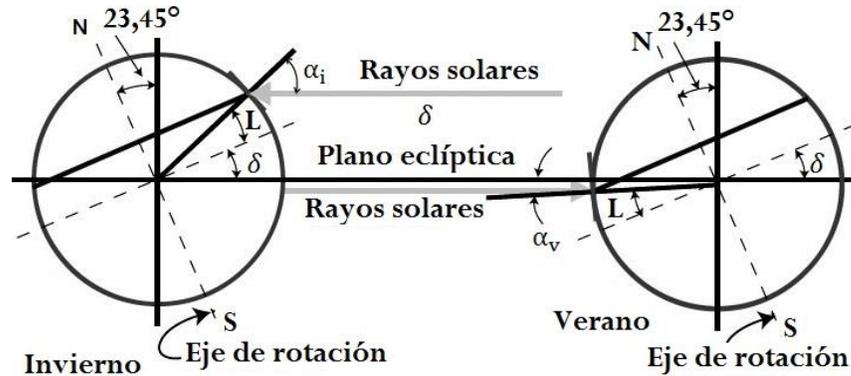
Figura 13. Movimiento elíptico de la tierra alrededor del sol



Fuente: centrales de energías renovables [10]

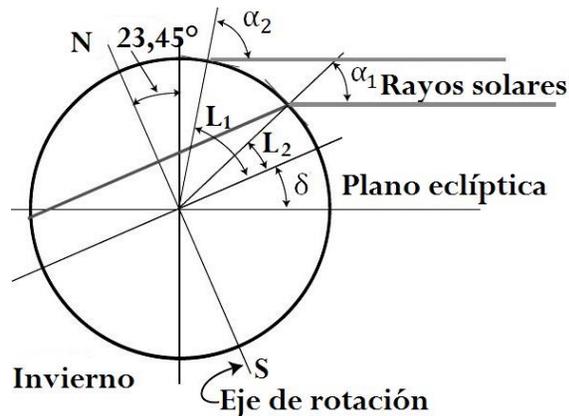
Como consecuencia de la variación de la declinación solar, el ángulo con que los rayos solares inciden sobre la superficie terrestre (sobre un plano tangente a la superficie terrestre) será mayor o menor dependiendo de la época del año y de la latitud L del lugar. La oblicuidad es la causa de las estaciones por qué durante la mitad de su movimiento de traslación la Tierra lleva su parte norte inclinada hacia adentro de la órbita y su lado sur hacia afuera, mientras que en la otra mitad del año el norte está hacia afuera y el sur hacia adentro. Los trópicos delimitan la zona en donde dos veces al año los rayos solares van a ser completamente perpendiculares además, son zonas que reciben la mayor radiación solar anual. La perpendicularidad de los rayos solares, para una misma latitud L , es mayor en verano que en invierno ($\alpha_v < \alpha_i$); por este motivo, la energía total incidente es muy superior en verano que en invierno (Figura 14) teniendo la ventaja que la radiación incidente en la tierra se concentra en menor área permitiendo que el calor aumente fácilmente con la ventaja que el sol estará por más tiempo en el día. Asimismo, los rayos inciden con menor perpendicularidad a medida que aumenta, en valor absoluto, la latitud del lugar ($\alpha_1 < \alpha_2$) (Figura 15).

Figura 14. Incidencia de los rayos solares en el invierno y el verano



Fuente: centrales de energías renovables [10]

Figura 15. Incidencia de los rayos solares en función de la latitud [10]



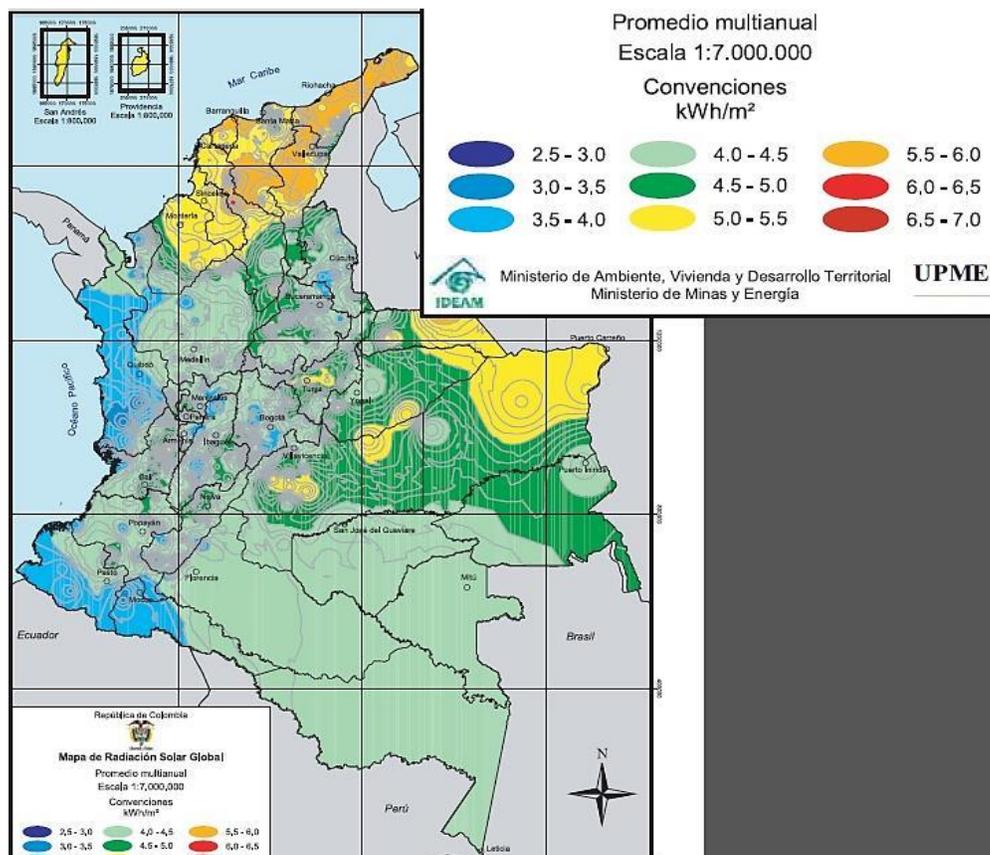
Fuente: centrales de energías renovables [10]

2.2.8 Ubicación geográfica de Colombia. Al extremo norte de Sur América se encuentra ubicada la república de Colombia. Sus territorios continentales están localizados entre los 4° 13' 30" latitud sur (quebrada de San Antonio en el río Amazonas) y 12° 27' 46" latitud norte (Punta gallinas, en la guajira) entre 66° 50' 54" longitud oeste (Isla de San José, río negro piedra del Cocuy, latitud norte 1°

54' 36") y 79° 01' 23" de longitud Oeste (Cabo manglares, en el océano Pacífico, latitud norte 1° 36' 13") [21].

Lo anterior permite observar que Colombia cuenta con una latitud pequeña al estar cerca de la línea del ecuador, y que según Cuce, pueden tener más de 275 días soleados en un año. Esto se comprueba en los mapas que presenta el atlas de radiación Solar en Colombia [22] desarrollado por el UPME (unidad de planeación minero energética) y IDEAM (Instituto de hidrología, meteorología y estudio ambientales), Figura 16. En el mapa se observa que gran parte del país tiene un promedio de 4,5 a 5 kWh/m² al día durante todo el año, por lo que se toma un valor de 4,75 kWh/m² para trabajar en este documento, dato que permite afirmar que una estufa solar parabólica en Colombia es una buena aplicación.

Figura 16. Mapa de radiación en Colombia.



Fuente: Atlas de radiación en Colombia [21]

3. DISEÑO DEL PROTOTIPO DE LA ESTUFA SOLAR PARABÓLICA

En este capítulo se expone el procedimiento usado para determinar la carga térmica y estructural del prototipo de estufa solar parabólica. Como punto de partida se tomó el promedio de consumo energético requerido para la cocción de alimentos en una familia típica colombiana; también se plantea el sistema de ecuaciones que permitió dimensionar el prototipo.

3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO DEL PROTOTIPO

3.1.1 CARGA TÉRMICA

Para determinar la carga térmica, es necesario encontrar datos acerca del consumo promedio de gas natural en Colombia. A pesar de que hay poca información sobre el tema, La Universidad Nacional de Bogotá desarrolló en el 2006 una determinación de consumos para equipos domésticos de energía y gas de forma experimental [23]. El procedimiento se llevó a cabo en 4 ciudades del país, las cuales fueron Bogotá, Barranquilla, Medellín y Pasto. Lo anterior se nombra, ya que para el desarrollo de este proyecto se asumirá que los datos suministrados por el documento de la Universidad Nacional, corresponde con el consumo promedio de gas natural en una familia típica Colombiana.

Antes de exponer los rangos de consumo de gas en Colombia, es importante conocer que para determinar estos datos, el estudio se basó en la preparación de los menús más comunes de la población, los cuales se muestran en la tabla 1.

Los resultados se muestran en la tabla 2 son el promedio de personas que integran un hogar en las respectivas ciudades según los datos que se encontraron. Posteriormente, para cada comida, midieron la cantidad de litros de gas natural que gasta una persona en el día ($L/(persona \cdot día)$); y por último, establecieron las mediciones en metros cúbicos de gas natural que cada hogar gasta mensualmente ($m^3/(mes \cdot hogar)$).

Tabla 1. Menú por cada comida en las cuatro ciudades colombianas.

Ciudad/menú	desayuno	almuerzo	cena
Bogotá	jugo, huevos, y una bebida caliente que puede ser café con leche, chocolate o tinto	Carne o pollo, papa, arroz principio y jugo	calentado de arroz, papa, carne o pollo y jugo
Medellín	Huevos, arepa asada y una bebida caliente que puede ser chocolate, café con leche o aguade panela	Sancocho, jugo, carne y arroz blanco	calentado, arepa, jugo y carne
Barranquilla	En estratos 1,2 y 3 jugo, huevos o yuca con queso o guineo con queso y una bebida caliente. En estratos 4,5 y 6 huevos con jugo y una bebida caliente	Carne o pollo, arroz blanco y jugo. En los tres primeros estratos también es muy común el sancocho que normalmente se acompaña de arroz blanco y ensalada	se calienta de lo que quedó del almuerzo con patacón o yuca o deditos de queso
Pasto	jugo, huevos, y una bebida caliente que puede ser café con leche, chocolate, tinto o avena caliente	sopa, carne o pollo, papa, arroz blanco y jugo	calentado de arroz, papa, carne o pollo y jugo

Fuente: Universidad Nacional de Colombia [19]

Tabla 2. Rango de consumos para la preparación de los menús típicos

	Desayuno	almuerzo	Comida	total/día	Personas/hogar	
	L/(persona*día)	L/(persona*día)	L/(persona*día)	L/(persona*día)		m ³ /(mes*hogar)
Bogotá	20-25	90-140	20-30	130-195	5,1	20-30
Medellín	25-35	80-110	20-30	125-175	4,3	16-22
Barranquilla	20-30	50-70	10—30	80-130	4,9	12-19

Fuente: Universidad Nacional de Colombia [19]

Cabe recordar que de acuerdo con el planteamiento del proyecto se tendrán en cuenta las necesidades energéticas para la cocción de los alimentos de 5 personas. Según el DANE [2], la familia promedio la integran 4 personas, pero por cuestiones de factores de seguridad se le ha agregado una persona más para el diseño. Dicho lo anterior, se puede observar que la tabla 2 suministra los datos adecuados para determinar la carga térmica del prototipo de estufa solar

parabólica similar a la cantidad de personas asumidas para una familia típica colombiana.

La tabla 2 suministra en su última columna los rangos de los resultados encontrados del consumo de gas natural en el país, es por esto que se tomaran todos los datos para realizar un promedio ($\bar{X}_{\text{gas natural}}$), así, se tiene:

$$\bar{X}_{\text{gas natural}} = \frac{20 + 30 + 16 + 22 + 12 + 19}{6} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{mes}} \right]$$

$$\bar{X}_{\text{gas natural}} = 19.83 \text{ m}^3 \approx 20 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{mes}} \right] \quad (8)$$

Una vez encontrado la cantidad en metros cúbicos del gas natural para el diseño, el cual será de 20 m^3 , es necesario expresar esta cantidad en términos de energía que utiliza la familia colombiana promedio al día, de este modo, se debe conocer el poder calorífico inferior del gas natural en Colombia el cual es suministrado por Ecopetrol [24] en su página web, cuyo valor es $\text{PCI} = 42.8 \text{ MJ/m}^3$, valor que está regulado de acuerdo a la Resolución CREG 054 de 2007.

Al observar el valor del poder calorífico inferior (PCI) las unidades están dadas en Mega-Joule, y, para convertirlos en kilo-watt-hora [kWh] se toma el factor de conversión dada por Cengel [18], donde $3.6 \text{ MJ} = 1 \text{ kWh}$. Utilizando la ecuación 9:

$$\text{Energía del gas natural al día} = \bar{X}_{\text{gas natural}} \cdot \text{PCI} \quad (9)$$

$$\text{Energía del gas natural al día} = 20 \frac{\text{m}^3}{\text{mes}} \cdot 42.8 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} \cdot \frac{1 \text{ kWh}}{3.6 \text{ MJ}} \cdot \frac{1 \text{ mes}}{30 \text{ días}}$$

$$\text{Energía del gas natural mensual} = 7.92 \frac{\text{kWh}}{\text{día}} \approx 8 \frac{\text{kWh}}{\text{día}}$$

De acuerdo al resultado obtenido con la ecuación 9, se estima en $8 \frac{\text{kWh}}{\text{día}}$ la carga térmica que deberá producir el prototipo de estufa solar parabólica en Colombia.

3.1.2 CARGA ESTRUCTURAL

Al realizar el procedimiento para definir la carga térmica fue necesario conocer cuáles son las comidas más comunes en la sociedad Colombiana, las cuales se mostraron en la tabla 1. Esta tabla sirve como referencia para encontrar un valor aproximado de la carga en masa con la que trabajará el prototipo.

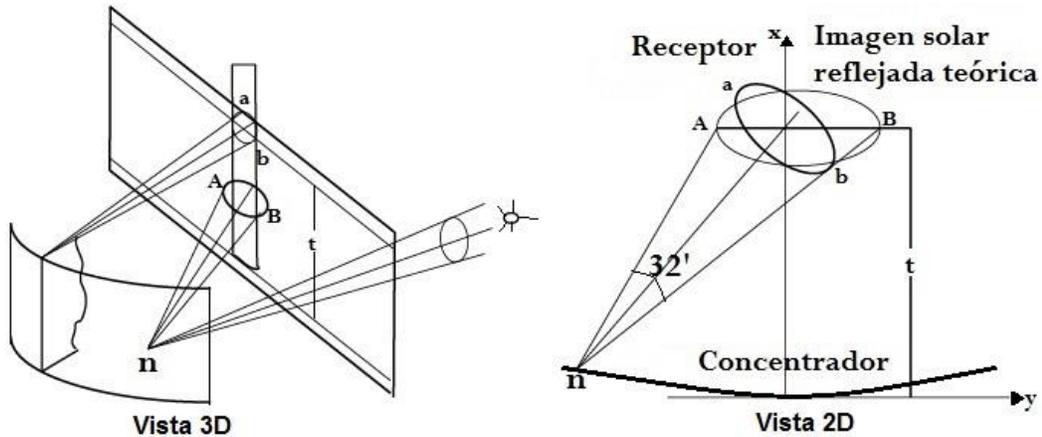
La metodología a implementar, es determinar los ingredientes en los menús típicos de Colombia que se observan en la tabla 1. Para consultar el consumo de cada alimento en gramos, se accedió a la información que suministra los diferentes organismos y federaciones que regulan las actividades en las zonas rurales del país, entre ellas Fedearroz, Fedepapa, Fenavi y revistas como *Contexto ganadero* entre otras. Los resultados que se encontraron se muestran en el anexo A. Un segundo paso consiste en conocer las diferentes recetas con las que se preparan los alimentos en Colombia y observar, cual es el menú que requiere mayor cantidad de ingredientes para prepararlos, recordando que se debe hacer la cocción de alimentos para 5 personas. De acuerdo a las recetas del anexo A se determina que es el sancocho “trifásico” el que presenta mayor carga en masa con un total de 7548 g, siendo este valor el estimado como la carga estructural del dispositivo.

3.2 DIMENSIONAMIENTO DEL PROTOTIPO

Para el dimensionamiento es importante explicar que es lo que sucede en el punto del foco de la estufa solar parabólica. Antes, se debe entender que la estufa solar al ser un reflector, es también conocida como un concentrador de imagen tal como se observa en la Figura 17.

La imagen en el foco, inicialmente se genera por el tamaño finito que tiene el sol, y la distancia que lo separa de la tierra, generándose un ángulo sólido que de acuerdo con Duffie [25], es de $32'$ ($0,533^\circ$, ver Figura 18). Por lo tanto, los rayos solares al llegar a la pantalla parabólica con un ángulo sólido ya definido, se reflejan en una imagen que tiene forma de elipse en el foco del dispositivo como se observa en la Figura 17.

Figura 17. Comportamiento de la reflexión en el foco

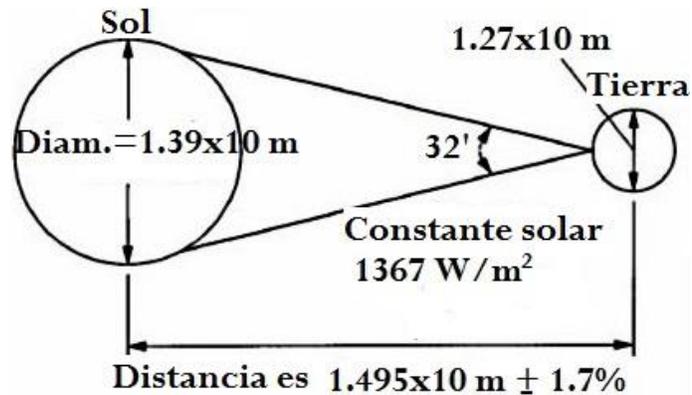


Fuente: Paredes Velasco [26]

De acuerdo a la revisión bibliográfica [25], la geometría de la estufa solar es un factor que determina el parámetro más importante de estos dispositivos, el flujo de calor que llega al receptor. El método usual para aproximar el flujo de calor para superficies especulares es determinando la posición de la imagen creada por la radiación reflejada, la cual se representa en la Figura 17. Esa imagen es también

llamada zona focal y se define como la envoltura de la intersección de los rayos solares que dan la posición, tamaño y forma mínima del receptor necesario para absorber la radiación concentrada.

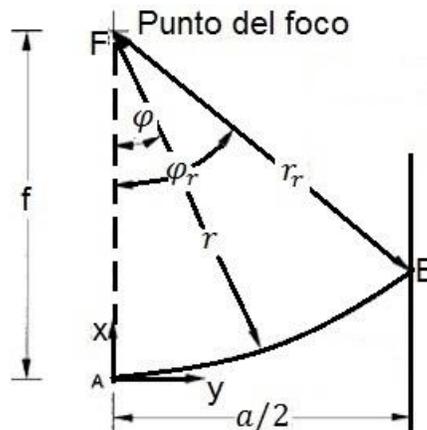
Figura 18. Ángulo sólido descrito entre el sol y la tierra



Fuente: Goswami [27]

Para realizar un correcto análisis de la geometría a utilizar en el diseño del prototipo de la estufa solar parabólica, en la Figura 19 se muestran los parámetros que componen la parábola en una vista seccionada en 2D y donde más adelante en este numeral se discutirá sobre qué papel juega cada uno de ellos.

Figura 19. Parámetros de una estufa solar parabólica



Fuente: Duffie [25]

De acuerdo con lo que se ilustra en la figura 19, se tiene que:

α : Abertura total del paraboloides;

φ_r : Ángulo de borde descrito por los puntos AFB, y que en otras palabras es el ángulo que se genera entre la abertura total con respecto al eje principal de la parábola donde se ubica el foco;

r_r : Distancia que se conoce como el radio que describe la abertura total y el foco de la parábola, Longitud focal;

r : Radio de un punto local de la parábola;

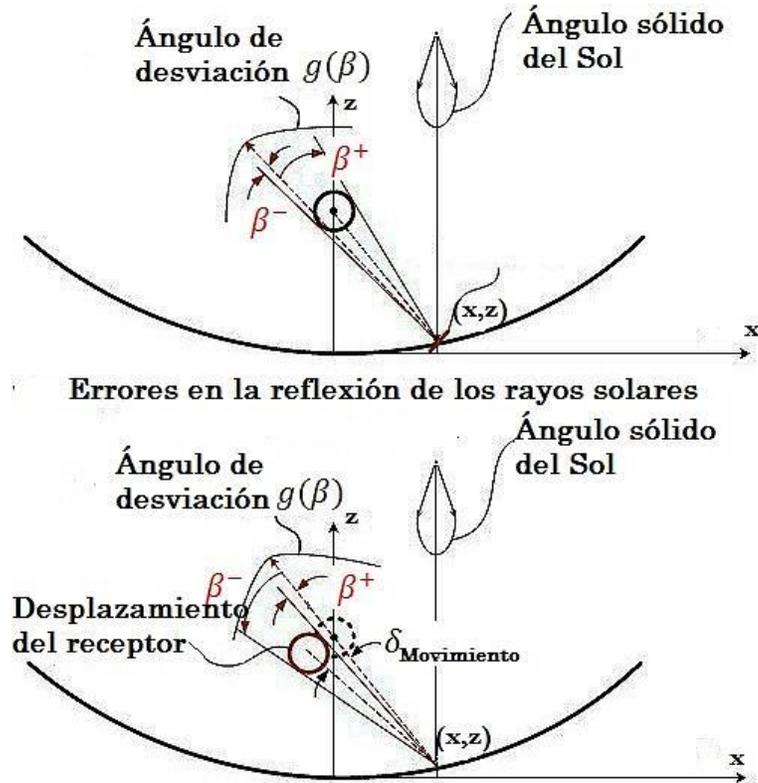
φ : Ángulo descrito por un punto local de la parábola;

f : Longitud focal.

Existen diversas metodologías para proponer el diseño de una estufa solar parabólica, una de ellas son las soluciones analíticas, soluciones que han sido encontradas para diversas superficies, pero para este dispositivo la adición de que el reflector se comporta como un espejo incrementando el flujo de calor junto a la forma parabólica en la que está construida, aumenta la complejidad de su análisis, es por esto, que es mas viable encontrar soluciones para geometrías simples, ya que para los otros casos existen soluciones aproximadas mediante metodos numéricos.

En este proyecto se eligió un método gráfico presentado por Riveros [28], donde sus conclusiones sirven para plantear una de las ecuaciones que permitirá determinar las dimensiones del prototipo de la estufa solar. En su artículo toma en cuenta los diferentes efectos que producen errores en la reflexión de los rayos solares, tales como la no uniformidad de rayos normales a la superficie del colector, errores en el contorno de la superficie al no ser una figura perfecta, la mala ubicación del receptor y el seguimiento inadecuado del sol. Esos efectos pueden observarse en la Figura 20, donde hay un ángulo de desviación representado como $\pm\beta$ de los rayos solares, haciendo mas grande o mas pequeño el ángulo sólido, y así mismo se define el tamaño del receptor.

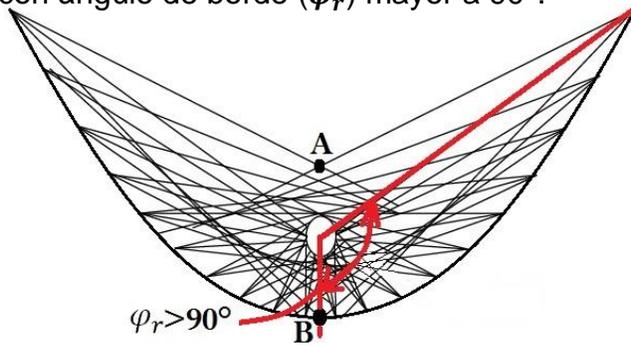
Figura 20. Comportamiento de los rayos solares en una superficie real



Fuente: Binotti [29]

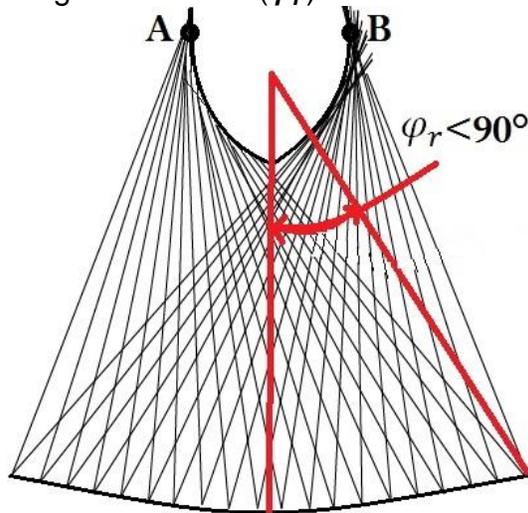
Los efectos ya mencionados, técnicamente son estudiados con un llamado factor de interceptación, pero en este espacio aún no se definirá todavía. El primer punto de estudio de Riveros [28], fue observar el comportamiento de los rayos solares y la variación del área del receptor mediante diferentes ángulos de borde (φ_r) y longitudes focales f con abertura constante a , para una parábola perfecta, allí toma un máximo de desviación angular, el cual es $\beta = \pm 10^\circ$. Los rayos reflejados se dibujaron a partir de 20 puntos sobre la superficie. Los resultados de este procedimiento se observan en las Figuras 21, 22, 23 y 24.

Figura 21. Parábola con ángulo de borde (φ_r) mayor a 90° .



Fuente: Riveros [28]

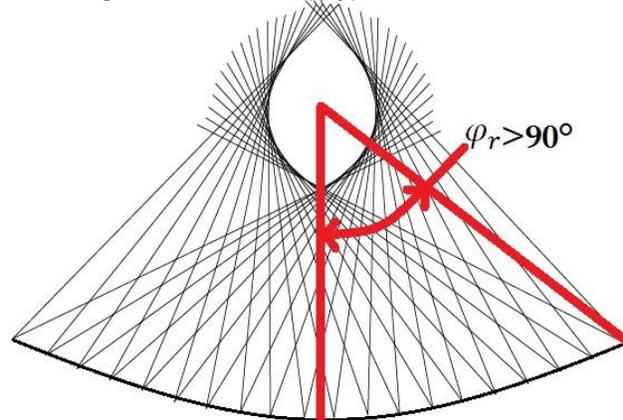
Figura 22. Parábola con ángulo de borde (φ_r) menor a 90° con longitud focal grande.



Fuente: Riveros [28]

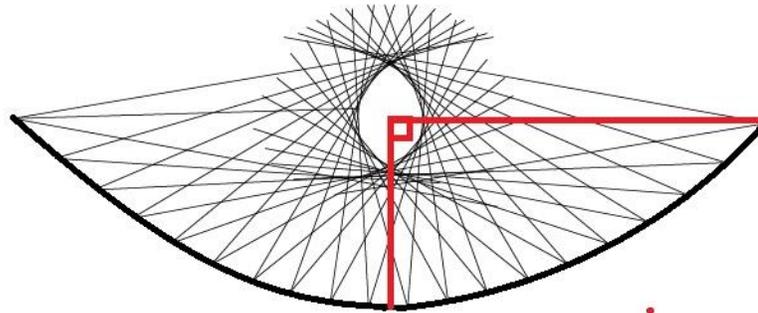
En la Figura 23 se observa que la geometría más adecuada para un buen funcionamiento es cuando el ángulo de borde es igual a 90 grados, $\varphi_r=90^\circ$, ya que los rayos solares inciden de una forma más ordenada y el área del receptor es pequeña con respecto a las otras figuras. Se podría pensar que la configuración de la Figura 21 sería otra alternativa, pero, para que exista un funcionamiento apropiado se necesitaría un receptor muy grande, algo que no sería adecuado en una estufa solar por algunos recipientes pequeños que normalmente se utilizan para cocinar.

Figura 23. Parábola con ángulo de borde (φ_r) menor a 90° con longitud focal corta.



Fuente: Riveros [28]

Figura 24. Parábola con ángulo de borde (φ_r) igual a 90° .

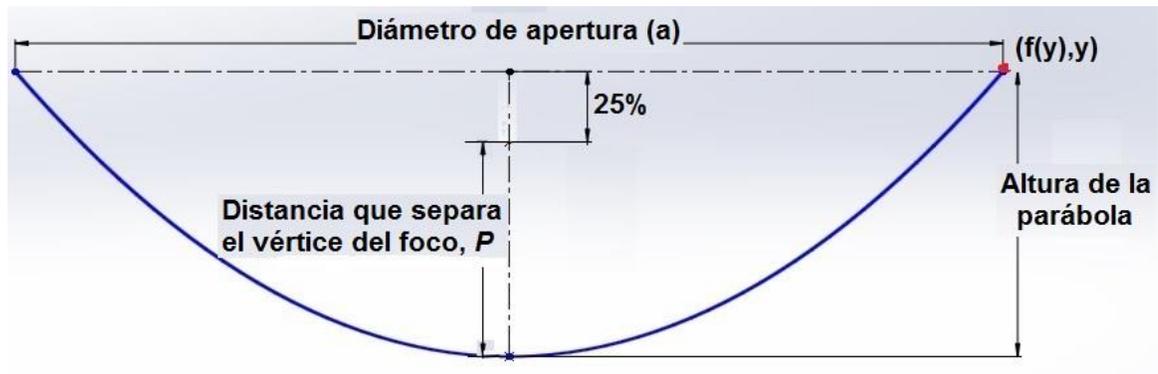


Fuente: Riveros [28]

Finalmente Riveros [28] analizó una parábola imperfecta, y llegó a una conclusión importante, donde definía la posición del foco para un receptor un 25% por debajo del área de apertura (ver Figura 25) en caso de que el receptor no tenga aislamiento, lo cual es particular de las cazuelas utilizados para la cocción. Realizando un análisis, esa conclusión dada por Riveros combina las dos mejores alternativas de diseño, las cuales se observan en las figuras 21 y 23. Con base en las conclusiones presentadas por Riveros [28], se propone una geometría que cumpla con las condiciones mostradas en la figura 25, estableciéndose entonces la ecuación 10, ya que en realidad la distancia que separa el vértice del foco P , será el 75% de la altura total y de la parábola.

$$y = \frac{P}{0,75} \quad (10)$$

Figura 25. Parámetro de diseño dado por Riveros



De la ecuación 10, la Figura 25 y sabiendo que la ecuación de la parábola está dada para que el vértice se encuentre en el punto (0,0), es $f(y)$ el radio de apertura de la parábola ($a/2$) como se muestra en la figura 25, de ese modo, el diámetro puede ser calculado con la ecuación 11, así:

$$a = 2 * 2 \cdot \sqrt{P \cdot y} \quad (11)$$

En la estufa solar parabólica, al ser un dispositivo que aprovecha solamente la irradiancia directa, la energía disponible por unidad de área se estima como se indica en la ecuación 12 [25]:

$$G = I_b \cdot \rho_c \cdot (\tau \cdot \alpha \cdot \gamma)_n \cdot K_{\gamma\tau\alpha} \quad [\text{kWh/m}^2] \quad (12)$$

donde:

G : Irradiancia disponible en el dispositivo;

I_b : Irradiancia directa proveniente del sol (promedio de Colombia 4,75 kWh/m²);

ρ_c : Reflectancia de la pantalla parabólica;

$(\gamma \cdot \tau \cdot \alpha)_n$: Funciones del ángulo de incidencia de la radiación, vista desde el receptor;

$K_{\gamma\tau\alpha}$: Modificador del ángulo de incidencia.

La ecuación 12 fue seleccionada debido a que permite calcular la energía disponible en un colector solar a partir de una dimensión dada y que se relaciona con la propuesta de Riveros. Al plantearse las ecuaciones 10, 11 y 12 además de las que se presentan en las siguientes secciones hasta finalizar este capítulo, da paso para hacer una combinación entre ellas y que su resultado final sean las medidas obtenidas con el software EES. La ecuación 12 está dada en términos generales, por eso es importante analizar cada uno de los datos que los compone, teniendo en cuenta los materiales que se utilizan para la construcción de este prototipo que se está dimensionando.

Las funciones del ángulo de incidencia $(\tau \cdot \alpha \cdot \gamma)_n$ vienen dadas por las propiedades de radiación del dispositivo. En ella se encuentran, la transmitancia (τ) y la absortancia (α) propias del receptor. La transmitancia tendrá un valor igual a 0 y no se tendrá en cuenta debido a que esta propiedad es ajustada a los materiales semitransparentes, y solo se trabajarán con cuerpos opacos para la simulación de este dispositivo. También, se puede observar en la ecuación 12 el factor óptico de interceptación (γ), el cual ya se nombró en la presentación de la propuesta de Riveros, donde se describió el comportamiento de los rayos solares. Este factor de interceptación (γ), es definido por Binotti [30] como la fracción de rayos reflejados que llegan al receptor. Matemáticamente el factor de interceptación es representado de la siguiente manera:

$$\gamma = \frac{\text{Rayo reflejado por la superficie parabólica}}{\text{Rayo interceptado por el receptor}} \quad (13)$$

De acuerdo a la ecuación 13, el factor de interceptación debe tomar valores entre 0 y 1. Los valores más comunes que se encuentran para este factor son mayores que 0,9, de acuerdo con Duffie [25].

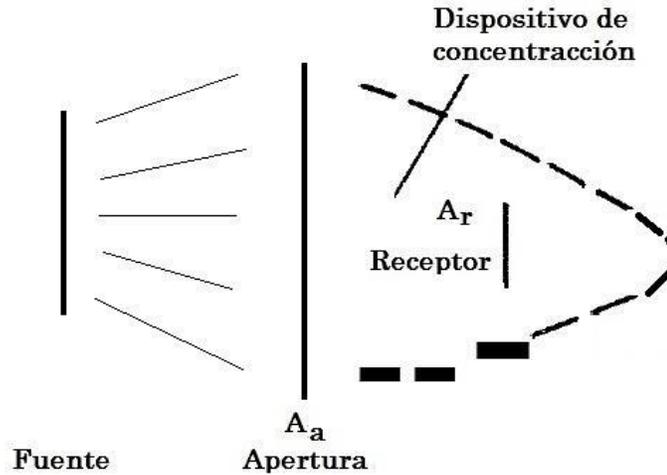
El modificador del ángulo de incidencia $K_{\gamma\tau\alpha}$, está presidido por el comportamiento que los materiales semitransparentes dan a los rayos solares cuando se encuentran en el punto de concentración, ya que dependiendo del ángulo de incidencia, la luz atravesará en mayor o menor cantidad el material de cubierta, sin dejar a un lado el grado de absorción que tenga el receptor [31]. Estos materiales no serán utilizados por lo tanto este parámetro tendrá un valor igual a 1. En este punto se han mostrado dos de las 14 ecuaciones que finalmente quedan planteadas, en ellas intervienen las siguientes definiciones:

3.2.1 Radio de concentración. El radio de concentración [32] se utiliza para dar una proporción entre el área de abertura del colector y la zona de absorción del receptor (ver Figura 26), que son aproximadamente los factores por los cuales se aumenta el flujo de radiación en la superficie de absorción de energía. De tal manera que al haber un radio de concentración alto pueden llegar a alcanzarse temperaturas altas. Matemáticamente es definida de la siguiente forma

$$R_c = \frac{A_a}{A_r} \quad (14)$$

donde, A_a es el área de abertura del colector y A_r el área del receptor.

Figura 26. Representación del radio de concentración



Fuente: Arthur [32]

3.2.2 Eficiencia óptica. La eficiencia óptica ya está implícita en la ecuación 12 debido a que es el producto de las propiedades de la radiación que allí se nombraron. Además, relaciona la energía disponible captada por la pantalla parabólica, con respecto a la energía proveniente del sol. De la ecuación 12, tomando las consideraciones de los valores previamente establecidos siendo iguales a 1, la eficiencia óptica viene dada por la ecuación 15.

$$\eta_o = \frac{E_{dr}}{E_{sol}} = \rho_c \cdot \gamma \cdot \alpha_r \quad [-] \quad (15)$$

donde:

ρ_c : Reflectividad de la pantalla parabólica;

γ : Factor de interceptación;

α_r : Absotividad del receptor;

E_{dr} : Energía disponible en el receptor[kWh];

E_{sol} : Energía proveniente del sol, la cual es captada por la pantalla parabólica [kWh].

La energía proveniente del sol está ligada a las dimensiones que tenga la estufa solar parabólica, así:

$$E_{sol} = I_b \cdot A_C \quad (16)$$

donde A_C es el área del colector parabólico. Para conocer el valor del área de la parábola que estará en contacto con la irradiación directa proveniente del sol, se utiliza el teorema matemático planteado por Leithold [11].

Si se tiene una función $f(x)$ positiva en un intervalo $[a, b]$ y su derivada $f'(x)$ es continua en $[a, b]$. Si A en unidades cuadradas es el área de la superficie de revolución que se obtiene al girar alrededor del eje x la curva $y = f(x)$ con $a \leq x \leq b$, entonces:

$$A_C = 2\pi \int_a^b f(x) \cdot \sqrt{[f'(x)]^2 + 1} dx \quad (17)$$

Para el proyecto al haberse expresado la ecuación de la parábola en el eje y (ver Figura 4), entonces la función con la que se trabajará se obtiene de la ecuación 2, así:

$$f(y) = 2 \cdot \sqrt{P \cdot y} \quad (18)$$

donde la derivada de la función es:

$$f'(y) = \sqrt{\frac{P}{y}} \quad (19)$$

Reemplazando las ecuaciones 18 y 19 en la ecuación 17 se expresa el área que se debe tener para conocer la radiación que se obtiene con la parábola, entonces:

$$A_c = 2\pi \int_0^y 2 \cdot \sqrt{P \cdot y} \cdot \sqrt{\left[\frac{P}{y}\right]^2 + 1} dy \quad (20)$$

donde

y : Es el punto que indicará la altura de la parábola

Una vez expresada la integral se procede a realizar el cálculo matemático para obtener la respuesta de la ecuación 20, la cual está dada en la ecuación 21.

$$A_c = \frac{8\pi}{3} (\sqrt{P(P+y)^3}) - P^2 \quad (21)$$

3.2.3 Eficiencia instantánea. La eficiencia instantánea se define como la relación del calor útil en el receptor y la radiación directa incidente sobre la apertura (ecuación 22), de este modo:

$$\eta = \frac{Q_u}{E_{sol}} = \frac{Q_u}{I_b \cdot A_c} \quad [-] \quad (22)$$

3.2.4 Balance de energía. Para el diseño del prototipo se han propuesto diversos factores que se deben tener en cuenta tales como la eficiencia óptica, la eficiencia instantánea, el radio de concentración, la propuesta de Riveros, los teoremas matemáticos y las propiedades de los materiales con respecto a la radiación, factores que caracterizan el diseño de la estufa. En resumen, a partir de las ecuaciones mostradas desde la sección 3.2 hasta este punto, representan la forma en la que llega la energía solar hasta el punto de concentración. Ahora, a partir de la primera ley de la termodinámica se determina un balance de energía

en el proceso [33], para llegar a un punto de convergencia de las ecuaciones y poder combinarlas con el objetivo de lograr un diseño adecuado teniendo en cuenta todos los fenómenos que presenta una estufa solar parabólica.

Debido a que la forma de energía que se necesita en la estufa solar, es el calor, de ahora en adelante así se nombrará. Se define un calor disponible en el receptor Q_{dr} , el cual es el que teóricamente será aprovechado en su totalidad para la cocción de los alimentos. Para obtener ese calor es necesario determinar la energía perdida, llamada calor de pérdidas Q_l . Una vez que se capta la energía del sol debe dirigirse hacia el receptor, de este modo se conocerá calor disponible en el receptor Q_{dr} , con lo anterior, se puede plantear la siguiente ecuación para un análisis térmico, entonces:

$$Q_u = Q_{dr} + Q_l \quad (23)$$

El calor disponible en el receptor se obtiene a partir de una combinación de las ecuaciones 15 y 16, donde la ecuación que lo define quedaría representada así:

$$Q_{dr} = I_b \cdot A_c \cdot \rho_c \cdot \gamma \cdot \alpha_r = \eta_o \cdot I_b \cdot A_c \quad (24)$$

Para determinar el calor de pérdidas, se debe entender que esta pérdida se presenta en el punto de concentración, el receptor, ya que es el sitio donde la temperatura se incrementa y el calor se genera por el aprovechamiento de la energía solar; estas pérdidas suceden debido al intercambio de calor que se presenta en el receptor hacia el ambiente. Por lo tanto:

$$Q_l = A_{rec} \cdot U_l \cdot (T_{rec} + T_{amb}) \quad (25)$$

donde

A_{rec} : Área del receptor;

U_l : coeficiente global de pérdidas;

T_{rec} : Temperatura del receptor;

T_{amb} : Temperatura ambiente.

El coeficiente global de pérdidas es puesto en la ecuación debido a que las pérdidas de calor se presentan de dos formas, una que se realiza por medio de la convección natural en el sitio y la otra por radiación, y se discutirán en las secciones 3.2.4.1 y 3.2.4.2 De este modo:

$$U_l = h_r + h_{conv} \text{ [kWh/m}^2\text{-k]} \quad (26)$$

donde

h_r : Coeficiente de pérdidas por radiación;

h_{conv} : Coeficiente de convección.

3.2.4.1 Coeficiente de convección. Para el cálculo de la conductancia térmica por convección se utiliza una formula particular, planteada por Hollman [34], la cual es:

$$h_{conv} = 1,64 \times 10^{-3} \cdot \left(\frac{T^*}{L_c}\right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{pr}{4.7}\right)^{\frac{1}{2}} \text{ [kWh/m}^2\text{-k]} \quad (27)$$

Esta ecuación está determinada por una temperatura T^* , que es la sumatoria de la temperatura que se debe alcanzar internamente en el receptor, en este caso la temperatura adecuada a la que debe hacerse la cocción, T_{co} , y la temperatura del medio ambiente, T_{amb} , por lo tanto:

$$T^* = T_{co} + T_{amb} \text{ [K]} \quad (28)$$

El otro término que interviene es L_c , conocido como una longitud característica y depende de las medidas que tenga el recipiente de cocción, tanto de una longitud vertical (L_v) y una longitud horizontal (L_h). Como bien se sabe, la mayoría de implementos utilizados para cocinar presenta formas cilíndricas por lo tanto se asume el diámetro del recipiente la longitud horizontal. De esta manera la longitud L_c , puede calcularse así:

$$\frac{1}{L_c} = \frac{1}{L_v} + \frac{1}{L_h} \quad [\text{m}] \quad (29)$$

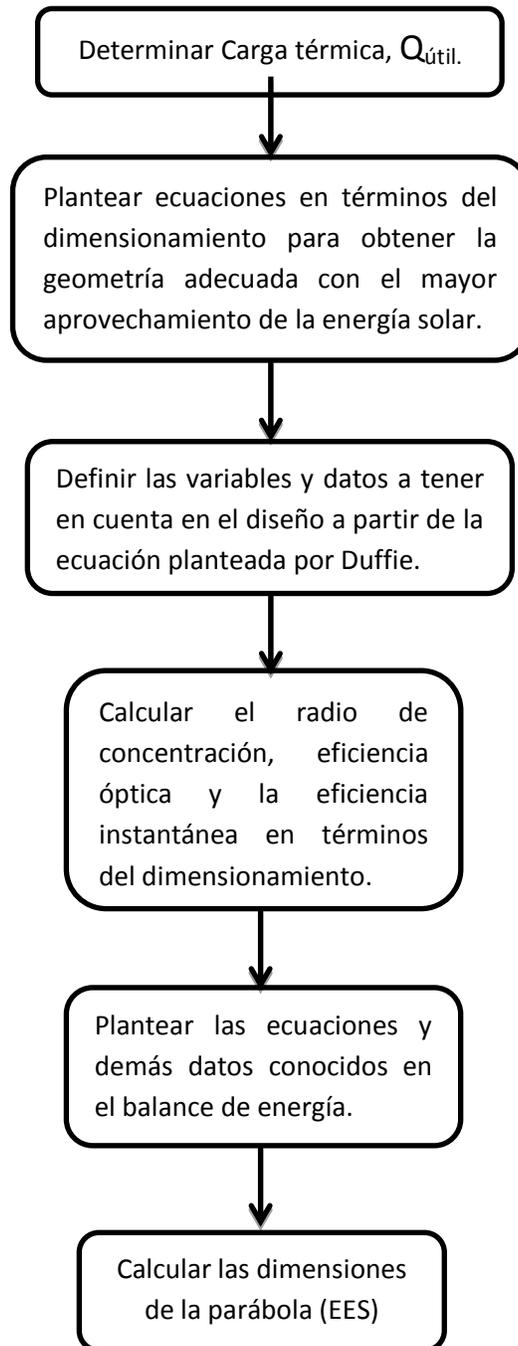
El último término pr se refiere a la presión local. Al igual que otros términos, para este será tomado un promedio para el cálculo de las dimensiones de la estufa solar

3.2.4.2 Pérdidas por radiación. La conductancia térmica por radiación viene dada por la siguiente ecuación [29]

$$h_r = 5,68 \times 10^{-3} \cdot \sigma \cdot \varepsilon \cdot \frac{T_{rec}^4 - T_{amb}^4}{T_{rec} - T_{amb}} \quad [\text{kWh/m}^2\text{-k}] \quad (30)$$

Sobre la base de las consideraciones anteriores, se representa en la figura 27 un diagrama de proceso lo cual permite ilustrar de forma ordenada el procedimiento redactado en este numeral.

Figura 27. Diagrama de actividades para el dimensionamiento del prototipo



3.3 CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL PROTOTIPO DE LA ESTUFA SOLAR PARABÓLICA

Conociendo las ecuaciones necesarias para el dimensionamiento de la estufa solar parabólica, se procede a ingresarlas en el *software Engineering Equation Solver (EES)* [35]. Esto se hace con el objetivo de agilizar los cálculos, además, da la ventaja de brindar la oportunidad de ingresar nuevos datos para calcular situaciones diferentes a las que se han planteado en este proyecto. Para empezar se mostraran los diferentes datos que se conocen.

La irradiación tomará un valor promedio igual a $4,7 \text{ kWh/m}^2$, en este punto es muy importante saber que este es un valor de insolación. El otro valor promediado será la presión del país (*pr*) para reemplazarlo en la ecuación 27. Basado en el Anexo B [36] donde se muestran las distintas presiones de las ciudades de Colombia, a partir de allí se promediaron los datos que se encontraron y se obtuvo un valor de 13,53 psia, el cual será con el que se trabajará en el EES.

El material que se utilizará para la simulación de la pantalla parabólica será una lámina especular de aluminio brillado y anodizado. Según su ficha técnica, la cual se observa en el Anexo C, tiene una reflectividad igual a 0,86. El siguiente parámetro es la absorptividad del receptor, la elección de este índice se basó en la información recogida acerca de estufa solares, ya que en la mayoría de documentos se indica que es importante trabajar con recipientes de pintura negra [37]. Por lo anterior, Cengel [18] presenta que la absorptividad para la pintura negra tiene un valor de 0,97 al igual que su emisividad.

El factor de interceptación se tomará con los valores más comunes presentados por Duffie [25] y que son mayores o igual a 0,9. Para ser conservadores, se dimensiona con el valor más bajo.

El valor de las temperaturas viene dado por el requerimiento de cocción de cada uno de los alimentos, sin embargo, de acuerdo con el Departamento de Salud de Minnesota [38] las temperaturas mínimas para los alimentos son variadas, por lo tanto se toma el mayor valor de las temperaturas mínimas encontradas para cocinar. Los alimentos que requieren mayor temperatura mínima son las carnes, donde se recomienda que se cocinen a $72,78^{\circ}\text{C}$ (163°F), sin embargo, en este proyecto se toma 75°C (167°F).

La temperatura ambiente será toma como en la mayoría de problemas de ingeniería, a una temperatura de 25°C (77°F). La temperatura del receptor se asume como un grado más de la temperatura del receptor para un valor de 76°C ($168,8^{\circ}\text{F}$), este valor se asume ya que el valor del grosor de la pared del recipiente utilizado para la cocción es de 1 mm. Para tomar las medidas del recipiente de cocción se emplea la norma NTC 2169 [39], la cual presenta las dimensiones para los utensilios utilizados comúnmente en la preparación de alimentos. A partir de allí se toma el valor más grande para un utensilio pos formado, el cual se define como un elemento donde se presentan diferencias entre la base y la pared (Figura 28a), a diferencia del pre-formado donde eso no se presenta (Figura 28b)

Figura 28. Ollas según la NTC 2169



(a)



(b)

El diámetro que se tomó fue el de 25 cm (0.82 ft). La altura del recipiente se asumió con un valor de 16 cm (0.52 ft), un valor que normalmente se encuentra

en un recipiente para la cocción de una comida como el sancocho trifásico para 5 personas en una olla del diámetro encontrado. Los valores anteriores serán los que se tomarán para encontrar la longitud característica necesaria para aplicar la ecuación 29, donde la longitud horizontal será el diámetro y la vertical, la altura.

Finalmente se hace un resumen con los distintos valores ya conocidos para ingresarlos al programa de ecuaciones realizado por el EES . De este modo los valores son:

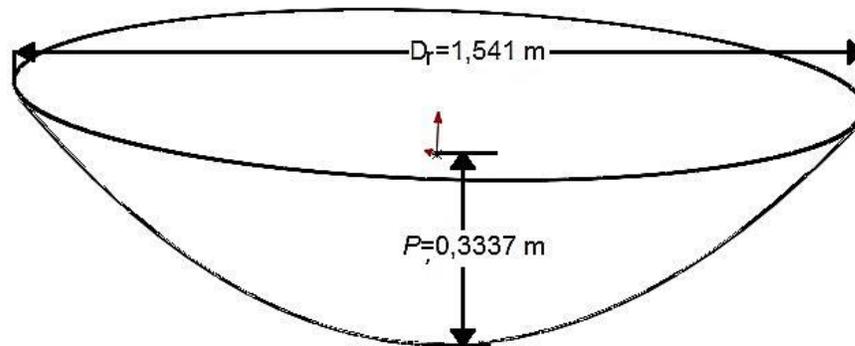
$I_b=4,5 \text{ kWh/m}^2$	$\varepsilon=0,97$
$\tau_r = 1$	$T_{amb}=25 \text{ }^\circ\text{C}$
$K_{\gamma\tau\alpha}=1$	$T_{com}=73,89 \text{ }^\circ\text{C}$
$P= 93,28 \text{ kPa (13,53 psia)}$	$T_{rec}=74,44 \text{ }^\circ\text{C}$
$\rho_c=0,86$	$L_v=25 \text{ cm}$
$\gamma=0,9$	$L_h=16 \text{ cm}$
$\alpha_r=0,97$	

La programación realizada en el EES se muestra en el anexo E. Los resultados obtenidos se pueden observar en la tabla 3. En ella se resaltan los datos que han sido descritos desde la sección 3.8 en adelante y que todavía no se conoce su valor, calculados a partir de las ecuaciones planteadas en esas secciones con los datos anteriormente considerados. Hecha la observación anterior, se observa la eficiencia óptica η_o , la distancia que separa el vértice del foco P , el calor útil Q_u , el coeficiente global de pérdidas U_l , el área del colector A_c , el diámetro de la abertura de la parábola D_r , la eficiencia instantánea η , el calor de pérdidas Q_l , el radio de concentración R_c y la altura total de parábola y . Finalmente se muestra en la figura 29 las dimensiones de la parábola encontradas con el EES.

Tabla 3. Resultados obtenidos con el EES

Datos a calcular	Valor
D_r	1,541m
y	0,4449 m
P	0,3337 m
A_c	2,392 m ²
η	0,7042
η_o	0,7508
R_c	5,281
Q_l	0,5287 kWh
Q_u	8,529 kWh
U_l	0,02364 kWh/m ² -°C

Figura 29. Dimensiones de la parábola de acuerdo a los resultados del EES



4. EVALUACIÓN ESTRUCTURAL Y TÉRMICA MEDIANTE SIMULACIÓN

Este capítulo presenta la evaluación mediante simulación del prototipo en aspectos térmicos y estructurales.

4.1 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL PROTOTIPO DE ESTUFA SOLAR PARABÓLICA

La geometría propuesta de la estructura del prototipo de estufa solar parabólica se ilustra en la figura 30, el análisis que se le hizo es estático por lo tanto, se muestran las definiciones en la tabla 4 que se deben tener en cuenta en este tipo de análisis siendo estas la carga axial y la carga por flexión.

Tabla 4. Tipos de cargas involucradas en un análisis estático

Tipo de carga	Definición
Axial	Cuando un elemento recto de sección constante se somete a un par de fuerzas axiales
Por flexión	Ocurre flexión cuando un elemento de sección constante y simétrica respecto al plano donde ocurre dicha flexión, se somete a momentos flectores, M , (o a cargas transversales)

4.2 PLANTEAMIENTO DEL MODELO ESTRUCTURAL PARA LA SIMULACIÓN ESTÁTICA.

En el capítulo 3 se definió la carga en gramos a la que estará expuesta la estructura del prototipo de la estufa solar parabólica, con un valor igual a 7540 g (7,54 kg). Antes de iniciar la simulación, se debe conocer las condiciones que se pueden asumir para simplificar el modelo, del mismo modo, reducir las posibilidades para que el solver del software no falle en el momento de la simulación estática. En primera instancia, al observar la Figura 30, se puede eliminar toda la sección donde se encuentra la pantalla parabólica y tomar el valor de su masa para colocarlo como otra fuerza que interactúa con la estructura, tomando la mitad del valor e instalándolo a lado y lado del prototipo. Esta masa fue calculada mediante el software Solidworks [40], al plantear los tipos de material más común para construir estufa solares, siendo de dos tipos, una aleación de aluminio EN-AW 1085 para las láminas reflectoras, y para las platinas un aluminio comercial 6063-T5. Este resultado tiene un valor de 8316,4 g (8,316 kg).

El valor de las fuerzas se calcula mediante la segunda ley de Newton, la cual define que la fuerza es igual al producto de la masa por la aceleración (ver ecuación 31). En este caso es el peso tanto de los recipientes con los alimentos para la cocción, que se llamará carga principal y el peso de la pantalla parabólica, como carga secundaria 1 y 2. Teniendo la definición, se pasa al cálculo de los pesos, donde la aceleración es igual a la aceleración de la gravedad g y tiene un valor de acuerdo con Cengel [41] de $9,807 \text{ m/s}^2$, así:

$$F = m \cdot g \quad (31)$$

Para la carga principal, con la ecuación 31

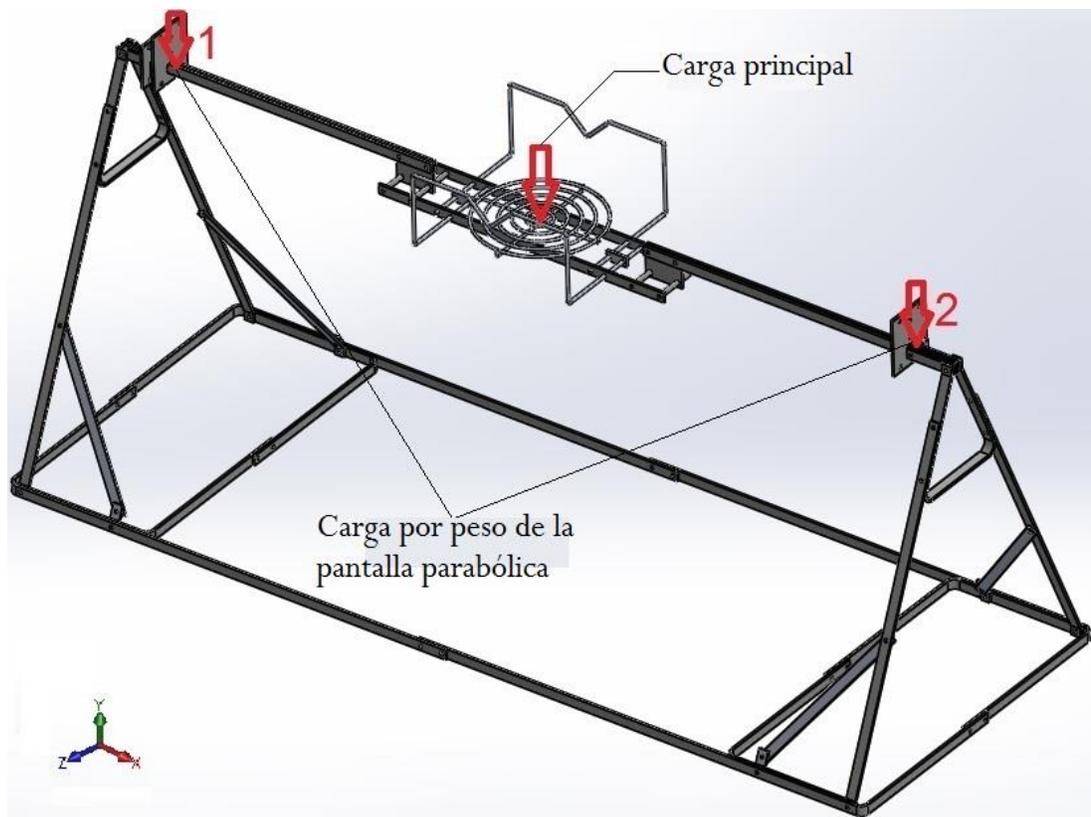
$$F_p = 7,548 \text{ kg} \cdot \frac{9,807 \text{ m}}{\text{s}^2} = 74,02 \text{ N} \approx 74 \text{ N}$$

Para la carga secundaria

$$F_s = 8,316 \text{ kg} \cdot \frac{9,807 \text{ m}}{\text{s}^2} = 81,56 \text{ N} \approx 82 \text{ N}$$

Como se dijo en el párrafo anterior la carga secundaria se tomará en las posiciones de los lados como lo muestra la figura 30, y tomarán el nombre de F_1 y F_2 con el mismo valor, igual a 41 N.

Figura 30. Posición de las cargas



4.3 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL

Una vez conocido las dimensiones que debe tener la pantalla parabólica del prototipo de estufa solar, se procede a construir la estructura con la forma que muestra la Figura 30. Esta estructura es totalmente simétrica. Se seleccionó esta geometría debido a que es una estructura que cuenta con piezas de fácil

construcción y montaje, unidos mediante pernos por lo que las dificultades al construirla quedan minimizadas, las dimensiones se pueden observar en el anexo G. El material a utilizar es un aluminio 6063-T5 material de uso común para la construcción de elementos de aluminio comercial, tal como lo muestra en su catálogo la empresa COVAL S.A [42] quien construye platinas, perfil en la que irá construida la estructura. Cada pieza está construida a partir de una platina de 3/4"x3/16". Las especificaciones del material se muestran en la Tabla 5.

Una vez dibujada la estructura en el software, se procedió a realizar la simulación teniendo en cuenta las consideraciones tomadas en el planteamiento del modelo. Los resultados que se esperan son el máximo esfuerzo presentado en la estructura, factor de seguridad mínimo así como su máxima deformación con el objetivo de verificar si la estructura falla con las cargas, axial y por flexión. Sus rangos pueden verse en la Figura 31 y el comportamiento de sus secciones con respecto a las cargas en las Figuras 32 y 33.

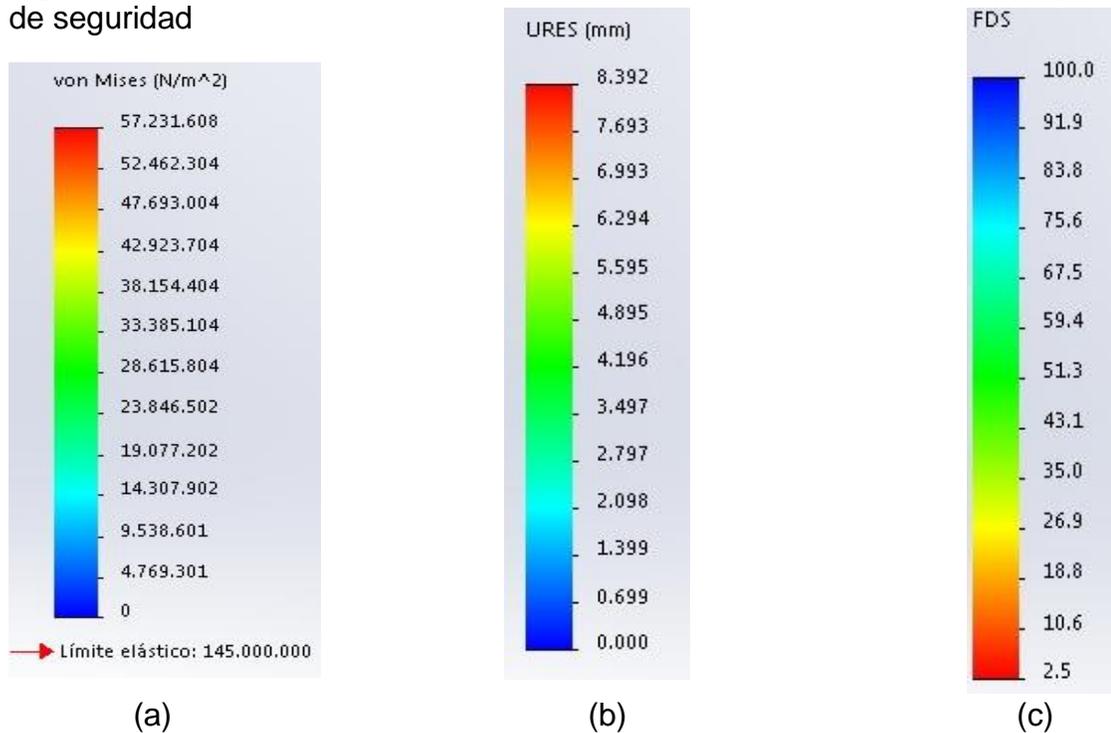
Tabla 5. Propiedades del aluminio utilizado en la estructura

Aluminio 6063-T5	
Propiedades físicas	Sistema Internacional
Densidad	2700 kg/m ³
Propiedades físicas	
Límite de tracción	185 MPa
Límite elástico	145 MPa
Modulo elástico	69 MPa
Coeficiente de Poisson	0,33
Propiedades térmicas	
coeficiente de expansión térmica	2,34x10-5 1/K
Conductividad térmica	209 W/(m·k)
Calor específico	900 209 J/(kg·k)

Fuente: COVAL S.A [41]

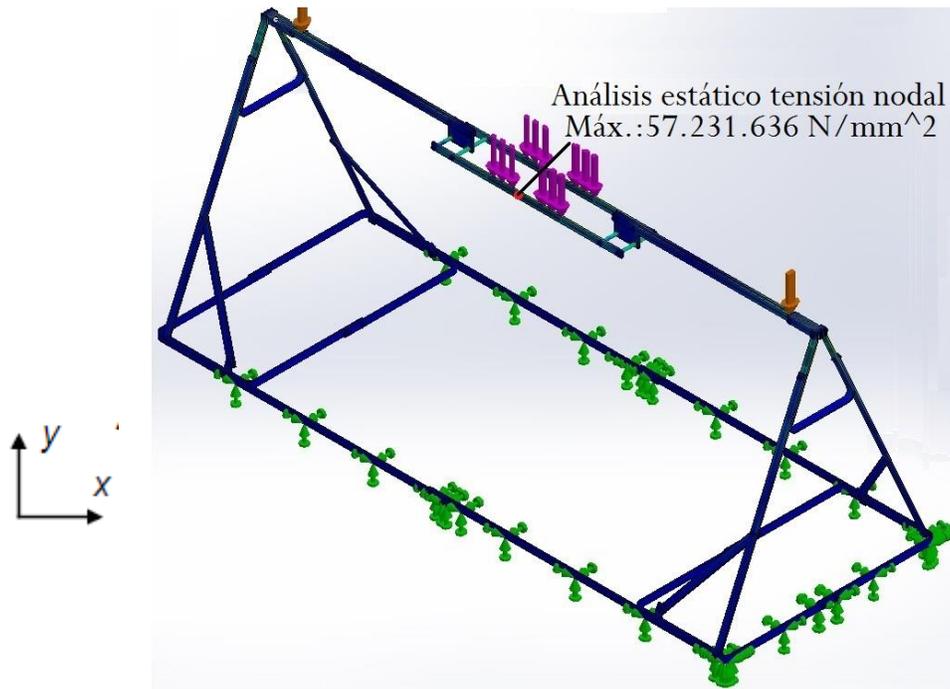
Las Figuras 32 y 33 definen el comportamiento de cada sección de la estructura, identificando las fuerzas como los vectores en sentido negativo del eje y , y las fuerzas de sujeción con los vectores de color verde. En el caso de tensiones de esfuerzos, la estructura no supera el límite elástico del material de 145 MPa que se observa en la Figura 31, presentándose entonces una tensión máxima de 57,23 MPa, tal como lo muestra la Figura 32 ubicado en la mitad de la estructura. En la Figura 32, también puede verse que los esfuerzos son bajos en todo el prototipo con el color azul, que según la barra de la figura 31a, alcanzan los 19 MPa.

Figura 31. Barra de comportamiento en tensiones (a), desplazamiento (b) y factor de seguridad



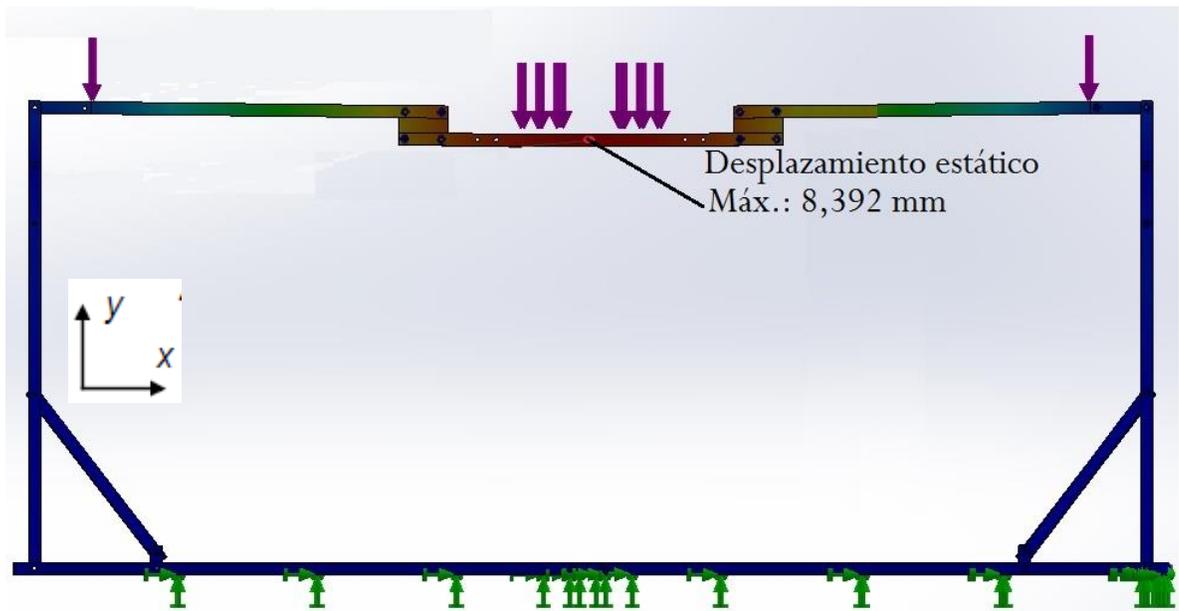
Fuente: Solidworks [39]

Figura 32. Tensiones en la estructura



Fuente: Solidworks [39]

Figura 33. Desplazamiento en la estructura



Fuente: Solidworks [39]

Para el segundo caso, Figura 33, el desplazamiento máximo se ubica en el centro de la estructura, un resultado que era esperado debido a que es el lugar donde irá ubicado el recipiente con la carga máxima de alimentos para 5 personas. El desplazamiento máximo que se presenta en la estructura de acuerdo con Solidworks es de 8,4 mm y al no alcanzar el límite elástico, no presenta rotura. Por último la Figura 31c muestra que el factor de seguridad mínimo que se presenta en la estructura es de 2,5, término que es explicado en el anexo F, donde se realizó mediante la teoría de resistencia de materiales un estudio teórico y así, verificar la información de la simulación realizada.

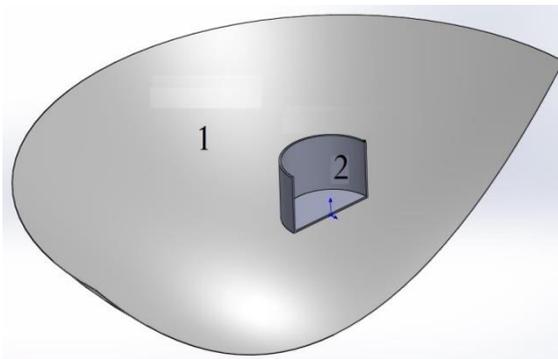
4.4 SIMULACIÓN TÉRMICA

Para esta simulación se utilizó el producto *Flow Simulation* del software Solidworks. En él se puede ingresar la ubicación del lugar de acuerdo a la latitud, también, se da el día y la hora que se simula. Al igual que la simulación estructural resultó conveniente hacer simplificaciones; para este caso, hubo algunas dificultades con la continuidad de la simulación debido a la forma real en la que iría construida la pantalla parabólica, al haber laminas cortadas con ciertas medidas y posteriormente remontadas unas sobre otras. Este hecho provocó que durante los primeros intentos de simulación con el prototipo real, en efecto, se optó por modelar una parábola perfecta para lograr los resultados que se muestran posteriormente. La parábola perfecta se modeló con un cilindro abierto en su superficie alta que toma las medidas dadas del recipiente tomadas de la NTC 2169. La Figura 34 muestra una vista seccionada en 3D con el objetivo de poder ver la forma parabólica de la simplificación, cabe recordar que estas medidas son las mismas que se muestran en la Figura 29.

El otro factor a asumir es tomar un tres días del año, el primero es el 21 de marzo fecha donde se presenta el equinoccio, donde los hemisferios sur y norte están sobre la misma línea, el segundo es el 07 de julio donde el hemisferio norte está

más inclinado hacía el sol y por último el 21 de diciembre donde es el hemisferio sur el esta que está más inclinado hacía el sol. Cabe agregar que al conocer la trayectoria que toma el sol, se toma entonces la hora en donde normalmente se empieza la cocción de alimentos, de 10 a.m hasta las 12 p.m, tomando tan solo estos dos tiempos. Se escogió el almuerzo ya que es la que más demanda energía y tiempo, en efecto esto se observa en la tabla 1, al haber una mayor cantidad de alimentos para cocinar.

Figura 34. Parábola simplificada para simulación térmica



1. Pantalla parabólica
2. Receptor

Al igual que las dos horas asumidas, se toma las tres latitudes de la ubicación de Colombia ya que hay una proximidad de la latitud del cabo manglares y la isla san José, tomándose entonces la latitud norte de $1^{\circ} 54' 36''$ para este últimos, también están la de $4^{\circ} 13' 30''$ latitud sur (quebrada de San Antonio en el río Amazonas) y $12^{\circ} 27' 46''$ latitud norte (Punta gallinas, en la guajira). El software solo permite tomar los grados y minutos. Sobre la base de las condiciones anteriores se obtuvieron los resultados mostrados en las Figuras 35, 36, 37 y 38.

Figura 35. Simulación térmica para la latitud norte de 1° 54', 21 de marzo a las 10 am

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	33.9384 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1231.25 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-28.7578 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	839.027 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	391.395 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 36. Simulación térmica para la latitud norte de 1° 54', 21 de marzo a las 12 pm

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	30.5799 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1259.77 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-35.0162 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	888.277 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	395.916 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 37. Simulación térmica para la latitud sur de 4° 13', 21 de marzo a las 10 am

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	34.9418 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1229.14 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-28.5664 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	849.484 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	391.636 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 38. Simulación térmica para la latitud sur de 4° 13', 21 de marzo a las 12 pm

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	29.6462 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1256.55 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-35.1062 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	875.959 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	395.437 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 39. Simulación térmica para la latitud norte de 12° 27', 21 de marzo a las 10 am

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	37.3178 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1220.39 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-28.2224 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	815.243 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	390.093 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 40. Simulación térmica para la latitud norte de 12° 27', 21 de marzo a las 12 pm

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	28.2112 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1263.71 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-34.11 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	869.484 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	394.738 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 41. Simulación térmica para la latitud norte de 1° 54', 7 de junio a las 10 am

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	40.0561 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1203.69 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-26.5319 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	762.793 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	385.497 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 42. Simulación térmica para la latitud norte de 1° 54', 7 de junio a las 12 pm

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	30.5575 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1230.12 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-30.484 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	859.632 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	394.041 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 43. Simulación térmica para la latitud sur de 4° 13', 7 de junio a las 10 a.m

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	41.0801 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1226.3 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-21.5461 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	743.768 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	385.494 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 44. Simulación térmica para la latitud sur de 4° 13', 7 de junio a las 12 p.m

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	39.5825 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1259.65 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-32.8332 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	863.022 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	394.394 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 45. Simulación térmica para la latitud norte de 12° 27', 7 de junio a las 10 a.m

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	28.8099 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1215.4 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-27.0087 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	785.063 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	388.352 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 46. Simulación térmica para la latitud norte de 12° 27', 7 de junio a las 12 p.m

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	37.2679 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1254.89 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-34.4283 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	862.698 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	394.946 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 47. Simulación térmica para la latitud norte de 1° 54', 21 de diciembre a las 10 am

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	40.8817 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1194.12 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-21.6816 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	784.65 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	386.026 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 48. Simulación térmica para la latitud norte de 1° 54', 21 de diciembre a las 12 pm

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	32.995 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1240.1 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-30.5363 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	881.413 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	391.468 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 49. Simulación térmica para la latitud sur de 4° 13', 21 de diciembre a las 10 a.m

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	39.41 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1210.6 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-26.8277 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	742.8 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	385.082 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 50. Simulación térmica para la latitud sur de 4° 13', 21 de diciembre a las 12 p.m

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	29.8576 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1233.68 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-31.3595 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	879.33 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	395.243 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 51. Simulación térmica para la latitud norte de 12° 27', 21 de diciembre a las 10 a.m

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	40.8756 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1145.56 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-14.1674 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	751.256 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	381.644 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

Figura 52. Simulación térmica para la latitud norte de 12° 27', 21 de diciembre a las 12 p.m

Name	Current Value
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 1	33.9851 W/m ²
SG Max Leaving Radiant Flux (solar) 2	1203.67 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (solar) 2	-27.0236 W/m ²
SG Max Net Radiant Flux (thermal) 1	862.054 W/m ²
SG Max Temperature (Solid) 1	391.239 K
SG Max Temperature (Solid) 2	303 K

Fuente: Solidworks [39]

En las Figuras 35 a la 52 se puede observar como la radiación es mayor al medio día y también cuando la latitud es pequeña, no obstante, la variación de la radiación es mínima en el momento de hacer un cambio de latitud sur a la de latitud norte de Colombia, dejando entrever que al haber asumido un valor promedio generalizado para el diseño del prototipo de estufa solar parabólica en el territorio Colombiano de 4,7 kWh/m² no estuvo mal.

Para interpretar los resultados de las Figuras 35 a 52 se hará un ejemplo solamente para los datos de la figura 35, considerando que tienen el mismo significado en los diferentes casos. La designación de 1 y 2 identifica tanto al receptor como al emisor de la radiación respectivamente, tal como se observa en la figura 34. La radiosidad, J , en cada figura es la misma que *leaving radiant flux*. El flujo neto de radiación, Q , es *Net radiant flux*. Por último la temperatura como *temperatura*. En la Figura 35, J_1 , representa las pérdidas y, Q_1 , define la cantidad de calor por unidad de área a la que está expuesto el receptor, que de acuerdo a la teoría es el mismo calor útil y se llamará, Q_{u1} . En este caso analizado, se produjo una temperatura de 396 K que en grados Celsius es 122,85°C. Una característica que se presentó en las 4 simulaciones realizadas es que la pantalla parabólica mantuvo una temperatura constante de 303 K, resaltando de esta manera su alto factor de reflectividad de 0,86 con un bajo factor de transmisividad.

La misma designación que tuvo el receptor acerca el subíndice 1 y 2, se cumple para la pantalla parabólica. Hecha la observación anterior, lo que se busca es saber la irradiación que llega a la estufa solar, para aplicar la eficiencia instantánea (ecuación 22). Pero antes se debe aplicar la ecuación 7, para determinar el valor de la irradiancia que en otras palabras es la radiación directa incidente, la energía proveniente del sol (E_{sol}) que suministra la simulación, así:

$$G_2 = J_2 - Q_2 = (1231,25 - (-28,7578)) \text{ W/m}^2$$

$$G_2 = 1260 \text{ W/m}^2 = E_{sol}$$

Por lo tanto, la eficiencia instantánea para este caso es:

$$\eta = \frac{Q_{u1}}{E_{sol}} = \frac{839,027 \text{ W/m}^2}{1260 \text{ W/m}^2} = 0,66658 \approx 66,7\%$$

Otro factor que se puede determinar es un porcentaje de pérdidas en el receptor (ecuación 32) y que se discute en el análisis de resultados. Su valor se obtiene dividiendo Q_1 entre J_1 , de ese modo:

$$\%(p\u00e9rdidas) = \frac{Q_l}{Q_u} \cdot 100 = \frac{33,9384 \frac{W}{m^2}}{839,027 \frac{W}{m^2}} \cdot 100 \approx 4,04\% \quad (32)$$

Por \u00faltimo, la potencia (P_t) se obtiene a partir de multiplicar el calor \u00fatil por el \u00e1rea del receptor encontrada con el EES, $A_{recep}=0,4528 \text{ m}^2$, as\u00ed:

$$P_t = Q_u \cdot A_{recep} = (839,027 \frac{W}{m^2}) \cdot (0,4528 \text{ m}^2) \quad (33)$$

$$P_t = 379,15 \text{ W}$$

La tabla 6 y 7 representa los resultados para las figuras anteriormente mencionadas.

Tabla 6. Interpretaci\u00f3n de resultados del *Flow Simulation*, Figuras 36 a 43

	Figura 36	figura 37	Figura 38	Figura 39	Figura 40	Figura 41	Figura 42	Figura 43
G [W/m ²]	1294,79	1257,71	1291,66	1248,61	1297,80	1230,20	1260,62	1247,80
η [%]	0,69	0,68	0,68	0,65	0,67	0,62	0,68	0,60
%(p\u00e9rdidas)	2,36	2,78	2,30	2,99	2,17	3,26	2,43	3,29
Potencia [W]	402,21	384,65	396,63	369,14	393,66	345,40	389,23	336,79

Tabla 7. Interpretaci\u00f3n de resultados del *Flow Simulation*, Figuras 44 a 52

	Figura 44	Figura 45	Figura 46	Figura 47	Figura 48	Figura 49	Figura 50	Figura 51	Figura 52
G [W/m ²]	1292,50	1242,40	1289,30	1215,82	1270,60	1237,40	1265,00	1159,76	1230,80
η [%]	0,67	0,63	0,67	0,65	0,69	0,60	0,70	0,65	0,70
%(p\u00e9rd)	3,06	2,32	2,51	3,36	2,60	3,18	2,36	3,53	2,76
Potencia [W]	390,77	355,48	390,63	355,31	399,10	336,34	398,15	340,19	390,34

4.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los cálculos realizados con el EES fue con un valor de insolación (radiación en un intervalo de un día) por lo tanto, para realizar comparaciones con los datos obtenidos de la simulación térmica se tuvo la necesidad de construir la tabla 6 que contiene la eficiencia instantánea y el porcentaje de pérdidas calculados con los resultados del *Flow simulation*, ya que, el software solidworks muestra datos de irradiación (lo que ocurre en el momento instantáneo de la simulación).

Tomando los valores encontrados en el EES donde la eficiencia instantánea toma un valor de 70,42% y al tener un calor útil, $Q_{u(ees)} = 8$ kWh, y el calor de pérdidas $Q_{l(ees)} = 0,5287$ kWh, con la ecuación 32, se tiene que:

$$\%(p\u00e9rdidas) = \frac{Q_{l(ees)}}{Q_{u(ees)}} \cdot 100 = \frac{0,5287}{8} \cdot 100 \approx 6,61\%$$

Haber obtenido 6,61%, es un valor cercano a los porcentajes de la tabla 6 y 7. Sin embargo, se debe recordar que para realizar la simulación se tuvo que tomar la consideración de una par\u00e1bola perfecta dejando a un lado los diferentes efectos que hay en una estufa solar parab\u00f3lica real, donde se genera una desviaci\u00f3n de los rayos solares por la forma imperfecta de la construcci\u00f3n. No obstante, los resultados de *flow simulation* permiten hacer comparaciones con los resultados de pruebas experimentales reales encontradas en distintos textos. Es el caso de la temperatura que seg\u00fan Cuze [5], se ha medido entre 130 °C y 150 °C, rango cercano a las temperaturas obtenidas en Solidworks, de 108 °C a 122 °C, este intervalo est\u00e1 por encima de la temperatura m\u00ednima de cocci\u00f3n de la carne que se asumi\u00f3 para el dise\u00f1o, de 74 °C, valor que cumple el requisito para tener una buena cocci\u00f3n. Al haber temperaturas m\u00e1s altas que la asumida, simplemente se presenta un menor tiempo de preparaci\u00f3n [43].

Las dimensiones de diámetro de apertura de 1,541 m con una altura de 0,4449 m obtenidos en el EES y las potencias que se muestran en la tabla 6, fueron las apropiadas tomando como parámetro de comparación el resultado reportado por Purohit [13], el cual dice que a nivel mundial se encuentran estufas solares con dimensiones de 1,4 m de diámetro de apertura y 0,438 m de altura con potencias de 600 W.

Finalmente se analiza coeficiente global de pérdidas obtenido con el EES, donde su valor corresponde a $U_l = 0,02364 \text{ kWh/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$. Es difícil encontrar un referente idéntico para realizar una comparación adecuada al diseño obtenido en este proceso, no obstante, durante el trabajo se encontró un proyecto grado [44] donde se reportan los resultados de pruebas para un colector parabólico con las dimensiones de 1 m de diámetro de apertura y de 0,25 m de altura de la parábola; y para el receptor, se construyó un recipiente cilíndrico de 10 cm de diámetro y 10 cm de alto. En él se pueden observar valores para el coeficiente global de pérdidas de $0,0139 \text{ kWh/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ a $0,016 \text{ kWh/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$, valores cercanos al encontrado. Lo anterior se puede agregar ya que las pérdidas van a aumentar con el tamaño del prototipo y como se observa, las dimensiones con las que se realizaron las pruebas experimentales son menores a las encontradas en este proyecto.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Considerando el planteamiento del problema junto a los objetivos que se trazaron para cumplirse en el proyecto, se presentan en este capítulo las conclusiones obtenidas y las recomendaciones sugeridas para futuros trabajos a realizar con el tema de estufa solar.

5.1 CONCLUSIONES

- Considerando las condiciones en las que vive una familia promedio en Colombia los parámetros de diseño para un prototipo de estufa solar parabólica son aproximadamente de 8 kWh/día para la carga térmica y de 7,5 kg para la carga estructural
- El dimensionamiento del prototipo de estufa solar parabólica con capacidad de cocción para 5 personas, considerando el potencial de radiación solar que incide sobre Colombia es de 1,541 m de diámetro de apertura de la parábola con una altura de 0,4449 m.
- Como se nombró en la revisión bibliográfica la gran cantidad de estufas solares construidas a nivel mundial empiezan desde su construcción y posteriormente son evaluadas, por lo tanto, de acuerdo con las dimensiones obtenidas y las comparaciones con respecto a dimensiones de otras estufas solares parabólicas normalmente encontradas en las referencias, el planteamiento de las ecuaciones propuestas en el proyecto cumple con la necesidad de realizar un dimensionamiento previo a la construcción de una estufa solar parabólica.

- La evaluación mediante simulación térmica desde su condición ideal sirvió para identificar el buen funcionamiento del prototipo de la estufa solar parabólica al sobrepasar la temperatura mínima de cocción planteada. Ya para la simulación estructural, se cumplió con los requisitos propuestos por la teoría de resistencia de materiales para que el armazón no falle al estar sometido a la carga estructural encontrada para el proyecto.
- El prototipo de estufa solar parabólica diseñado cumple con los requisitos de cocción para afrontar la problemática del déficit del recurso del gas natural en gran parte de la familia promedio Colombiana.

5.2 RECOMENDACIONES

- Debido a la idealización realizada en la simulación térmica, se sugiere trabajar con un software que permita simular un ambiente más real, pueda dejar ver los efectos que tienen los ángulos de desviación para el prototipo diseñado en este documento.

6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Naciones Unidas. ONU. Worldometers: real time world statistics. Worldometers.info. 2013. 23 de Octubre de 2013. Disponible en internet < <http://www.worldometers.info/world-population>>
- [2] Departamento nacional de estadísticas. DANE. Boletín censo general 2005. 2005. 23 de octubre de 2013. Disponible en internet: <http://www.dane.gov.co/files/censo2005/PERFIL_PDF_CG2005/00000T7T000.PDF>
- [3] Smith, K.R. Health impacts of household fuelwood use in developing countries. En: Unasylva. Roma. Vol 57, N° 224 (2006-2). Food and Agriculture organization of the United Nations. FAO. 2006. 23 de octubre de 2013. Disponible en internet <http://www.fao.org/docrep/009/a0789e/a0789e09.html>
- [4] VZW Kilowatt?Uur. Bereken Uw CO₂-Gehalte. 23 de octubre de 2013. Disponible en internet http://www.co2minderen.be/UW_CO2-PROFIEL/uw_co2-profiel.htm
- [5] Cuce, Erdem, and Pinar Mert Cuce. A comprehensive review on solar cookers. En: Applied Energy . Nottingham. 2012.
- [6] Murcia, H. R. (2008). Desarrollo de la energía solar en Colombia y sus perspectivas. En: Revista de Ingeniería, (28), 83-89.
- [7] Solar Cooker International. Disponible en internet <<http://www.solarcookers.org/>>
- [8] Associaó Sol Solidari. Disponible en internet < <http://www.solsolidari.org/>>
- [9] Solar Oven Society. Disponible en internet < <http://www.solarovens.org/>>

- [10] Aires de cambio, la cocina Solar. Disponible en internet < <http://airesdecambio.com/cocinando-con-el-sol-cocina-solar>>
- [11] LEITHOLD, Louis. El cálculo. México: Oxford University press. Séptima edición. 1999
- [12] Translation of conics, Disponible en internet < <https://people.richland.edu/james/lecture/m116/conics/translate.html>>
- [13] PUROHIT, Ishan; PUROHIT, Pallav. Instrumentation error analysis of a paraboloid concentrator type solar cooker. Energy for Sustainable Development, 2009, vol. 13, no 4, p. 255-264.
- [14] RAMIREZ ANAYA, César Augusto. Presentación de labores de los seminarios I y II de la licenciatura de ingeniería de energía. 1989. Disponible en internet < <http://148.206.53.84/tesiuami/uam7608.pdf>>
- [15] Carta González, J. A., Calero Pérez, R., Colmenar Santos, A., & Castro Gil, M. A. Centrales de energías renovables. Madrid: PEARSON EDUCACIÓN, 2009, p. 152-157.
- [16] INCROPERA, Frank P. Fundamentos de transferencia de calor. 4. Ed. Pág. 26. México: Prentice hall, 1999
- [17] KREITH, Frank. Transmisión del calor por radiación para diseño de naves espaciales y de plantas de fuerza solar. Compañía Editorial Continental, 1965.
- [18] CENGEL, Yunus A.; HERNÁN PÉREZ, José. Heat transfer: a practical approach. 2004.
- [19] Radiación. Disponible en internet < <http://materias.fi.uba.ar/6731/radiacion1.pdf>>

[20] ISAZA ROLDAN, Cesar. Energía solar. 04 junio de 2009. Disponible en internet <<http://media.utp.edu.co/tecnologia-mecanica/archivos/proceso-de-autoevaluacion/energiasolar.pdf>>

[21] Rodriguez P, Fabio., Colombia patria querida. Bogotá: Ediciones Aula XXI LTDA.

[22] UPME, IDEAM. Atlas de Radiación Solar de Colombia. Bogotá, 2005, vol. 13, p. 115.

[23] Universidad Nacional de Colombia. Determinación del consumo final de energía en los sectores residencial urbano y comercial y determinación de los consumo para equipos domésticos de gas y energía eléctrica en Colombia. Universidad Nacional de Colombia, Facultad de ciencias, departamento de física. Colombia. 2006. Disponible en internet <http://www.siel.gov.co/siel/documentos/documentacion/Demanda/Residencial/Consumo_Final_Energia.swf>

[24]Ecopetrol, Calidad del gas natural en Colombia. Disponible en internet <<http://www.ecopetrol.com.co/contenido.aspx?catID=358&conID=42579>>

[25] DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A. Solar engineering of thermal processes. John Wiley & Sons, 2013.

[26] PAREDES VELASCO, Carmen. Diseño de captador solar cilíndrico parabólico para aplicaciones rurales en Paraguay. 2012.

[27] GOSWAMI, D. Yogi; KREITH, Frank; KREIDER, Jan F. Principles of solar engineering. CRC Press, 2000.

[28] RIVEROS, H. G.; OLIVA, A. I. Graphical analysis of sun concentrating collectors. Solar energy, 1986, vol. 36, no 4, p. 313-322.

[29] BINOTTI, Marco, et al. Geometric analysis of three-dimensional effects of parabolic trough collectors. Solar Energy, 2013, vol. 88, p. 88-96.

- [30] BINOTTI, Marco, et al. An Analytical Approach Treating Three-Dimensional Geometrical Effects of Parabolic Trough Collectors. National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO., 2012.
- [31] RABL, Ari. Active solar collectors and their applications. Oxford University Press, 1985.
- [32] Arthur V. Killian. Solar collectors: energy conservation, design, and applications. New York, Nova Science Publishers, c2009. 349 p.
- [33] KALOGIROU, Soteris A. Solar thermal collectors and applications. Progress in energy and combustion science, 2004, vol. 30, no 3, p. 231-295.
- [34] HOLMAN, J. P. Heat transfer, 1986. Mc Gran–Hill Book Company, Soythern Methodist University,, 1986.
- [35] Engineering Equation Solver. Academic Comercial V9.447. Universidad Tecnológica de Pereira. Boulder, Colorado.
- [36] PUERTO, Efrain. Diseño e ingeniería de proyectos de climatización sostenible. 26 de febrero del 2011. Disponible en internet < <http://efrainpuerto.wordpress.com/2011/02/26/f1-2/> >
- [37] Pandey, J. L., & Banerjee, M. K. (1998). Energy conservation with the use of solar selective coatings. Anti-corrosion methods and materials, 45(1), 16-24.
- [38] MINNESOTA DEPARTMEN OF HEALTH. Disponible en internet < <http://www.health.state.mn.us/divs/eh/food/fs/tempreqsp.html>>
- [39] INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Artículos de uso doméstico. Bogotá. INCONTEC. 1996. NTC 2169.
- [40] Software Solidworks. Academic Comercial. Universidad Tecnológica de Pereira.

[41] CENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. Thermodynamics: an engineering approach. New York: McGraw-Hill, 2011.

[42] COVAL S.A. Catálogo de perfiles extruidos. Disponible en internet <http://www.coval.com.co/pdfs/manuales/man_alumina_perfiles_estandar_1.pdf>

[43] MUTHUSIVAGAMI, R. M.; VELRAJ, R.; SETHUMADHAVAN, R. Solar cookers with and without thermal storage—a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, vol. 14, no 2, p. 691-701.

[44] Salazar Lopez, J. A. (1990). Diseño y construcción de un concentrador solar parabólico. Pereira.

ANEXO A. ESTIPULACIÓN DEL VALOR PARA LA CARGA ESTRUCTURAL

Como se dijo en la sección 3.2 se consultó el consumo per cápita de los alimentos que se observan en la tabla 1 en los diferentes organismos que controlan la distribución de los alimentos en Colombia. La federación de arroceros de Colombia en su página web presenta un consumo anual en promedio de 41.6 kg por persona para el año 2012 [1a]. Para la papa, las cifras son un poco más altas con respecto al arroz, sin embargo para la federación nacional de productores de papa, Fedepapa [2a], el consumo de este tubérculo pasó de 70 kilogramos a 60 kilogramos para el año 2012.

En una evaluación realizada por la revista contexto ganadero en Colombia [3a], se encontró que en el 2012 los colombianos consumían en promedio 6 kg de carne de cerdo y 20 kg de carne de res al año por persona. Por otro lado, se encuentra el consumo de pollo que de acuerdo con Fenavi [4a] el consumo per cápita anual en la sociedad colombiana para el 2013 fue de 27.1 kg. En esta misma federación se obtuvo que el consumo de huevo llega a 236 unidades por año per cápita, para este alimento, Fenavi tiene una clasificación según su peso, lo cual define los huevos clase B, A, AA y AAA, siendo estos últimos los que tienen mayor masa al estar entre los 67 g y 77.9 g, es así, que son los huevos triple A los que se tienen en cuenta para determinar la carga.

Para la federación de cacao [5a] el consumo en Colombia es de 300 gramos per capita y en lo que se refiere a consumo per cápita de la yuca en Colombia, en el 2001 fue de 46 kg al año [6a]. El tubérculo que falta por determinar es el consumo del plátano [7a], que según un estudio realizado por el gobierno nacional, en Colombia se consumen al año un total de 155 kilogramos al año. Para la federación de cafeteros el consumo per cápita de café de los colombianos es de 1,87 kilogramos de café [8a]. Las cifras descritas anteriormente se muestran en la tabla A1

Tabla A1. Representación de las cifras de consumo de alimentos en Colombia

Alimento	Kg/pers/año
Arroz	41.6
Papa	60
Carne de Cerdo	6
Carne de Res	20
Pollo	27.1
Cacao	0.3
Yuca	46
Platano	155
Café	1.87

A continuación se hace una estimación de carga en masa de los alimentos mostrados en la tabla A1 como si se cocinaran solos sin ningún otro ingrediente, ya que más adelante se tomarán en cuenta algunas recetas para preparar las comidas, y así, determinar la carga completa, los siguientes valores serán el consumo diario aproximado para las 5 personas :

Arroz

$$\frac{41.6 \text{ kg}}{\text{Pers} \cdot \text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} \cdot 5 \text{ Pers} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} = 569.86 \text{ g} \approx \frac{570 \text{ g}}{\text{día}}$$

Papa

$$\frac{60 \text{ kg}}{\text{Pers} \cdot \text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} \cdot 5 \text{ Pers} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} = 821.917 \text{ g} \approx \frac{822 \text{ g}}{\text{día}}$$

Carne de cerdo

$$\frac{6 \text{ kg}}{\text{Pers} \cdot \text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} \cdot 5 \text{ Pers} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} = 82.19 \text{ g} \approx \frac{82 \text{ g}}{\text{día}}$$

Carne de res

$$\frac{20 \text{ kg}}{\text{Pers} \cdot \text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} \cdot 5 \text{ Pers} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} = 273.97 \text{ g} \approx \frac{274 \text{ g}}{\text{día}}$$

Pollo

$$\frac{27.1 \text{ kg}}{\text{Pers} \cdot \text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} \cdot 5 \text{ Pers} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} = 371.23 \approx \frac{371 \text{ g}}{\text{día}}$$

Cacao

$$\frac{0.3 \text{ kg}}{\text{Pers} \cdot \text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} \cdot 5 \text{ Pers} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} = 4.11 \text{ g} \approx \frac{4 \text{ g}}{\text{día}}$$

Yuca

$$\frac{46 \text{ kg}}{\text{Pers} \cdot \text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} \cdot 5 \text{ Pers} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} = 630.14 \text{ g} \approx \frac{630 \text{ g}}{\text{día}}$$

Café

$$\frac{1.87 \text{ kg}}{\text{Pers} \cdot \text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} \cdot 5 \text{ Pers} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} = 25.61 \text{ g} \approx \frac{26 \text{ g}}{\text{día}}$$

Platano

$$\frac{155 \text{ kg}}{\text{Pers} \cdot \text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} \cdot 5 \text{ Pers} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} = 2123.38 \text{ g} \approx \frac{2123 \text{ g}}{\text{día}}$$

Al observar la tabla 1, se encuentra que las carnes y las legumbres se consumen en el almuerzo y la comida, por lo que para cada receta se toma la mitad de los valores encontrados anteriormente, para hacer una sumatoria junto a los demás ingredientes que presente la receta. Para la preparación de los alimentos siempre

se tiene en cuenta el agua, y se asume una densidad del agua a 28 °C como 996.2 kg/m³ que es igual a 996.2 g/L según tablas del Munson [9a].

Para preparar el Chocolate

0.7 litros de agua (697.34 g) y 10 gramos de cacao para un total de 697.35 kg

Para cocinar el arroz blanco

2 taza de arroz (570 g), 6 cucharadas de aceite (66 g), 1 cucharada de sal (18 g), 4 tazas de agua (249 g), 3 diente de ajo entero (6 g) y 0,8 litros de agua (796,96 g) para un total de 1705,96 g una carga en masa.

Papá en salmuera

822 g de papa, 18 g de sal, 2 litros de agua (1992,4 g), para un total de 2832,4 g

Para la carne de res, cerdo y el pollo

Para cocinar la carne existen una gran cantidad de recetas, por lo tanto se toma la mitad de la cantidad encontrada por el consumo per cápita de la carne y se le suma 0.9 litros de agua (896.58 g) sumado a un valor asumido de otros alimentos de 400 g. Para un total de 1296,58 g.

Sancocho trifásico

371 g de pollo, 274 g de carne de res, 82 g de carne de cerdo, 330 g de yuca, 411 g de papa, 250 g de plátano verde, 250 g de plátano amarillo, 250 g de mazorca, 50 g de sal, 60 g de ajo, 10 g de cilantro, 150 g de ahuyama, 80 g de cebolla larga. 5 litros de agua (4981 g) Para un total de 7549 g.

Referencia Anexo A

[1a] Disponible en internet <<http://www.fedearroz.com.co/new/consumo.php>>

[2a] Disponible en internet <<http://m.rcnradio.com/noticias/la-papa-en-colombia-esta-salada-76243>>

[3a] Disponible en internet <<http://www.contextoganadero.com/economia/informe-especial-carne-de-res-cerdo-o-pollo-que-prefieren-los-colombianos>>

[4a] Disponible en internet <http://www.fenavi.org/index.php?option=com_content&view=article&id=2160&Itemid=556>

[5a] Disponible en internet <<http://www.fedecacao.com.co/site/index.php/1nov-novedades/2nov-noticias/1166-2013-07-08-nota9>>

[6a] Disponible en internet <http://www.scielo.org.co/scielo.php?pid=S0012-73532007000100003&script=sci_arttext>

[7a] Disponible en internet < http://www.ard.org.co/midas/spanish/departamentos/agricultores-y-cadenas-devalor/pdf/Mercado_Situacion_Actual_y_Perspectivas_PLATANO.pdf>

[8a] Disponible en internet <http://www.federaciondecafeteros.org/particulares/es/sala_de_prensa/detalle/toma_cafe_programa_de_promocion_de_consumo_de_cafe_de_colombia/>

[9a] MUNSON, Bruce Roy; YOUNG, Donald F.; OKIISHI, Theodore Hisao. Fundamentals of fluid mechanics. New York, 1990.

ANEXO B. PRESIONES ATMOSFÉRICAS EN COLOMBIA

Tabla B1. Presiones atmosféricas en las diferentes ciudades de Colombia

Presión atmosferica [inHg]	Ciudad
29,5	Arauca
24,81	Armenia
29,81	Barranquilla
21,67	Bogota D.C
26,67	Bucaramanga
26,56	Cali
29,92	Cartagena de indias
28,8	Cúcuta
29,07	Florencia
25,64	Ibagué
29,58	Leticia
23,01	Manizales
24,85	Medellín
29,22	Mitú
27,89	Mocoa
29,86	Montería
28,39	Neiva
25,24	Pereira
24,18	Popayan
29,74	Puerto Carreño
29,59	Puerto Inírida
29,77	Quibdó
29,92	Riohacha
29,92	San Andres
29,31	San José de Guaviare
21,98	San Juan de Pasto
29,91	Santa marta
29,17	Sincelejo
21,21	Tunja
29,33	Valledupar
28,3	Villavicencio
28,7	Yopal
27,548	Presión Promedio [inhg]
13,533	Presión Promedio [psia]

ANEXO C. FICHA TÉCNICA DE LA LÁMINA ESPECULAR UTILIZADA EN EL



S100

SPECULAR BRILLOX 1

TECNICAL DATA

FINISHING	Brightened and anodised
-----------	-------------------------

ALLOY	1085-AI 99.85%	EN 573-3
-------	----------------	----------

MECHANICAL VALUES

	Required	Standards
TEMPER	H18	EN 515
MINIMUM TENSILE STRENGTH Rm	125 N/mm ²	EN 485-2
MINIMUM TENSILE STRENGTH Rp 0.2	105 N/mm ²	EN 485-2
MINIMUM ELONGATION A10%	2%	EN 485-2

OPTICAL VALUES

	Typical	Range	Standards
TOTAL REFLECTANCE	86	85-87	DIN 5036-3 (Ulbricht Globe)
DIFFUSE REFLECTANCE	12	sep-13	DIN 5036-3 (Ulbricht Globe)
SPECULAR REFLECTANCE- along (60° head)	82	81-83	ISO 7668
SPECULAR REFLECTANCE- across(60° head)	80	79-81	ISO 7668
IRIDESCENCE	L	L	INTERNAL

NOTE: Iridescence internal classification N=normal, L=low, V=very low, G=no iridescence

PROTECTIVE TAPE	PE 50 glue basis-caoutchouc
-----------------	-----------------------------

ANEXO D. PROGRAMACIÓN EN EL SOFTWARE EES

"Parámetros conocidos"

$Q_{\text{util}}=8$ "[kWh]" "Energía de calor útil requerida por la estufa"

$I_{\text{alr}}=4,75$ "[kWh/m²]" "Radiación disponible en el lugar"

$P_r=13,5325121$ "[psia]" "Presión atmosférica promedio en Colombia"

$\gamma=0,9$ "factor de interceptación"

$\alpha_{\text{recep}}=0,97$ "Absortividad para pintura negra"

$\rho_{\text{colec}}=0,86$ "Reflectividad para aluminio pulido y anodizado"

$T_{\text{recep}}=74,4$ "[C]"

$T_{\text{amb}}=25$ "[C]"

$T_{\text{Comida}}=165$ "[F]"

$L_h=0,82$ "[ft]" "(25 cm)"

$L_v=0,52$ "[ft]" "(16 cm)"

$\epsilon_{\text{recep}}=0,97$

$\sigma=0,1714 \cdot 10^{-8}$ "[Btu/h-ft²-R⁴]" "De cengel"

"Ecuación para un análisis óptico"

$\eta_o = \rho_{\text{colec}} \cdot \alpha_{\text{recep}} \cdot \gamma$

"Ecuaciones para el análisis térmico"

$Q_{\text{util}} = Q_{\text{disp}} - Q_{\text{pérd}}$ "[kWh]"

"Donde:"

$Q_{\text{Disp}} = \eta_o \cdot A_{\text{colec}} \cdot I_{\text{alr}}$ "[kWh]"

$$Q_{\text{pérd}} = A_{\text{recep}} \cdot U_{\text{pérd}} \cdot (T_{\text{recep}} - T_{\text{amb}}) \text{ "[kWh]"}$$

"A continuación se calculan todas las variables que se plantean en el análisis térmico"

$$U_{\text{pérd}} = h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}} \text{ "[Btu/h-ft}^2\text{-F]"}$$

"De acuerdo a lo planteado por Holman, se tiene la siguiente ecuación empírica"

$$h_{\text{conv}} = 0,29 \cdot \left(\frac{T_t}{L_c} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{Pr}{4,7} \right)^{1/2} \text{ "[Btu/h-ft}^2\text{-R]"}$$

"Donde:"

$$T_t = T_{\text{Comidar}} + T_{\text{ambr}} \text{ "[R]"}$$

$$T_{\text{Comidar}} = T_{\text{Comida}} + 459,67 \text{ "[R]"}$$

$$T_{\text{ambr}} = 1,8 \cdot T_{\text{amb}} + 32 + 459,67 \text{ "[R]"}$$

$1/L_c = 1/L_v + 1/L_h$ "[ft]" "L_v: Longitud vertical; L_h: Longitud horizontal del receptor"

"Para calcular h_{rad} "

$$h_{\text{rad}} = \frac{\sigma \cdot \epsilon_{\text{recep}} \cdot (T_{\text{recep}}^4 + T_{\text{ambr}}^4)}{T_{\text{recep}} + T_{\text{ambr}}} \text{ "[Btu/h-ft}^2\text{-F]"}$$

$T_{\text{recep}} = 1,8 \cdot T_{\text{recep}} + 32 + 459,67$ "[R]" "se debe calcular en Rankine ya que la ecuación lo requiere"

"La energía se está trabajando en kWh, por lo tanto se hace su respectiva conversión del coeficiente global de transferencia de calor, dada por Cengel"

$$U_{\text{pérd}} = U_{\text{pérd}} \cdot 0,0056785917 \text{ "[kWh/m}^2\text{-C]"}$$

"Una vez encontrados los parámetros de análisis óptico y térmico, se continúa a dimensionar"

$A_{\text{colec}} = \left(\frac{8 \cdot \pi}{3} \right) \cdot \left(\left(\frac{P \cdot (P+y)^3}{3} \right)^{1/2} - P^2 \right)$ "Área del colector de la estufa con un factor de seguridad"

$$A_{\text{recep}} = \frac{2 \cdot L_h \cdot L_v + 2 \cdot \pi \cdot (0,8)^2}{(3,2808)^2} \text{ "[m}^2\text{"}$$

"De acuerdo a la teoría al obtenerse mejor distribución de la radiación en un ángulo de borde igual a 90°, entonces"

$D_r = 2 \cdot (4 \cdot P \cdot y)^{1/2}$ "[m]" "Diámetro de la abertura de la parabola"

"P Foco de la parabola"

$y = P/0,75$ "[m]"

$R_c = A_{\text{colec}}/A_{\text{recep}}$

"Eficiencia instantanea"

$\eta = Q_{\text{util}}/(A_{\text{colec}} \cdot I_{\text{alr}})$

ANEXO F. ESTUDIO TEÓRICO DE LA ESTRUCTURA

Este estudio teórico se divide en dos partes, la primera, consiste en tomar como una viga uniforme la sección que une los dos apoyos y soporta las cargas, de tal forma que se puedan encontrar las reacciones en las conexiones y la deflexión máxima generada en la viga. La segunda parte toma el resto de la estructura para estudiarlo por medio de un análisis de armadura planteado por Beer en su libro de estática [F1]. Antes de entrar en detalle en este análisis de diseño, se deben definir los puntos críticos como secciones que están expuestos a esfuerzos de gran magnitud causados por el tipo de carga con las que trabaja la estructura, y a los cuales se les debe dar prioridad en el análisis, ya que es allí donde primero ocurren las fallas.

El análisis por viga y armadura, presenta solamente dos tipos de cargas siendo estos, flexión y fuerza axial. En flexión los puntos críticos se sitúan donde se encuentra los momentos flectores de mayor tamaño, donde haya pequeños momentos rectangulares de inercia o cuyas distancias al eje neutro sean grandes. Para carga axial, los puntos críticos se encuentran en las secciones de menor área y/o sometidos a fuerzas de alta magnitud.

Una vez hechas las consideraciones anteriores se determina el factor de seguridad de acuerdo al criterio de falla para un análisis estático [f1] a partir de la ecuación f1.

$$N = \frac{S_u}{S} \quad (f1)$$

donde

S_u : Esfuerzo último o resistencia máxima a la tracción;

S: Esfuerzo máximo aplicado;

N: factor de seguridad.

Para evitar la falla, la carga máxima aplicada debe ser menor que la que produce la falla, en tal sentido N debe ser mayor que 1.

F.1. ESTUDIO DE LA VIGA.

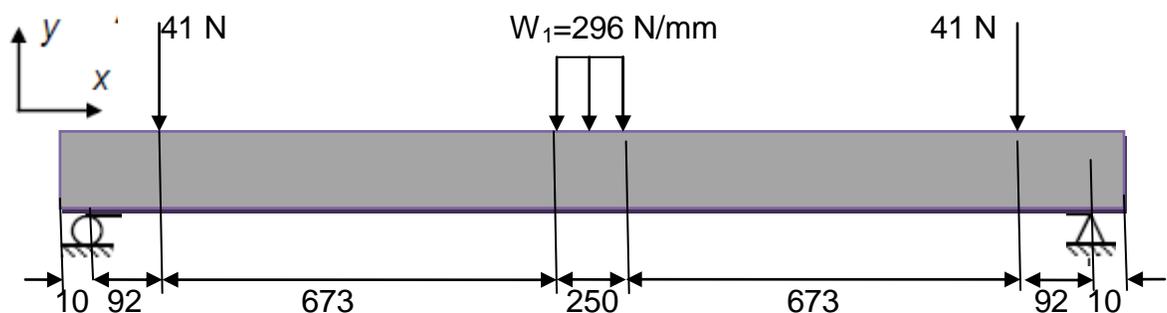
Para realizar de manera rápida los diagramas de fuerzas cortantes y de momento flector en la viga, se utiliza el programa MDSolids [F2]. En la figura F1 se muestran los resultados obtenidos. La ubicación de los apoyos y la cargas secundarias 1 y 2 se encuentran a 10 mm y 102 mm de cada uno de los extremos de la viga respectivamente. Finalmente la carga principal se toma como una carga distribuida sobre una sección de 250 mm de la viga (longitud horizontal asumida en la sección 3.13), obteniéndose un valor de $W_1=296 \text{ N/mm}$ (ver figura F1).

Al ser una viga simétrica las reacciones en los apoyos se calculan de la siguiente manera:

$$R_1 = R_2 = \frac{\sum F_y}{2} \quad (f2)$$

$$\frac{F_p + F_1 + F_2}{2} = \frac{(74 + 41 + 41)N}{2} = 78 \text{ N}$$

Figura F1. Diagrama de la viga. Medidas de distancia en mm



Con el resultado encontrado al utilizar la ecuación f2 se comprueba el valor de las reacciones calculadas por MDSolids apreciado en la figura F2.

El proceso a seguir es determinar la deflexión máxima encontrada en la viga el cual será el primer punto crítico. Para realizar este procedimiento se utiliza el método de funciones de singularidad. Este método se basa en la tabla de funciones del anexo H y dependiendo del caso, se construye una función que define el comportamiento de la gráfica del momento flector de la viga, así como también para la fuerza cortante. Esa función se utiliza para integrar la ecuación diferencial de segundo orden que caracteriza la viga deformada. De acuerdo con Beer [f1], es:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (f3)$$

donde

y : Deflexión que presenta la viga;

E : Modulo elástico del material de la viga;

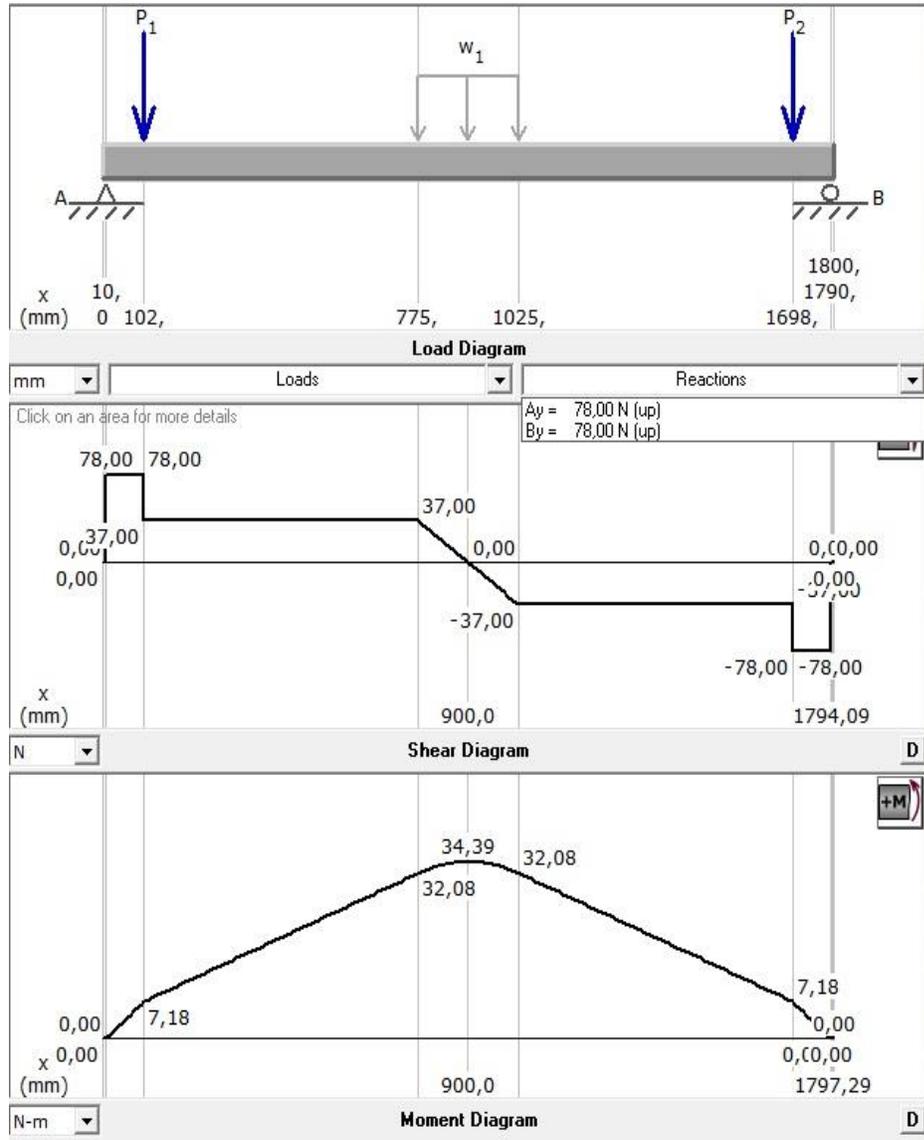
I : momento de inercia de la sección transversal de la viga;

$M(x)$: Función que define el momento flector causado en la viga.

De este modo, de la ecuación f3 se obtiene y , convirtiéndose finalmente en la ecuación f4

$$y = \frac{1}{EI} \cdot \iint M(x) \cdot dx^2 \quad (f4)$$

Figura F2. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga

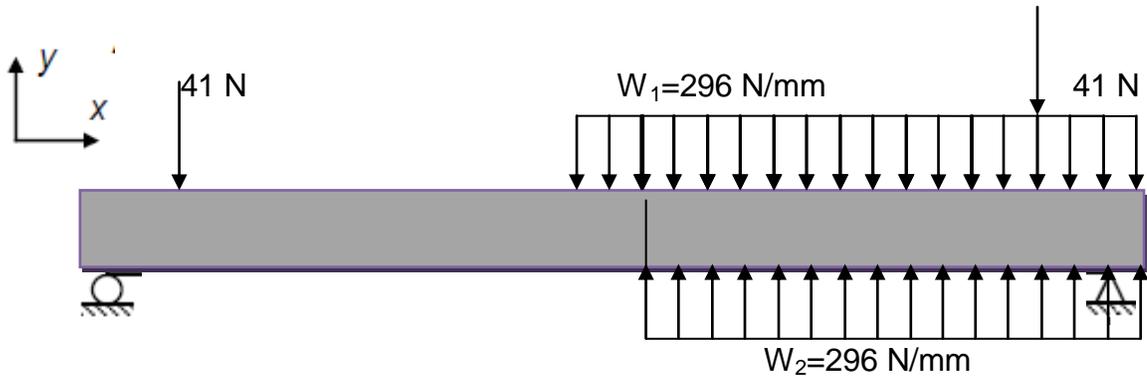


Fuente: MDSolids [F2]

Antes de iniciar el uso de la tabla de funciones de singularidad es importante tener en cuenta que para aplicar este método las cargas distribuidas deben cerrar siempre a la derecha, por lo tanto, lo que se le agrega debe restársele en la

dirección contraria a la que ha sido agregada la carga, para que no se afecte el comportamiento de la viga original, lo anterior se observa en la figura F3.

Figura F3. Viga modificada para aplicar el método de funciones de singularidad.



En adelante, de acuerdo con la tabla de funciones de singularidad, se obtiene la ecuación f5 como función del momento flector.

$$M(x) = 78\langle x - 0 \rangle^1 - 41\langle x - 92 \rangle^1 - \frac{0,296}{2}\langle x - 765 \rangle^2 + \frac{0,296}{2}\langle x - 1015 \rangle^2 - 41\langle x - 1688 \rangle^1 + 78\langle x - 1780 \rangle^1 \quad (f5)$$

Integrando una vez la ecuación f5, se obtiene:

$$\int M(x) dx = \frac{78}{2}\langle x - 0 \rangle^2 - \frac{41}{2}\langle x - 92 \rangle^2 - \frac{0,296}{6}\langle x - 765 \rangle^3 + \frac{0,296}{6}\langle x - 1015 \rangle^3 - \frac{41}{2}\langle x - 1688 \rangle^2 + \frac{78}{2}\langle x - 1780 \rangle^2 + C_1 \quad (f6)$$

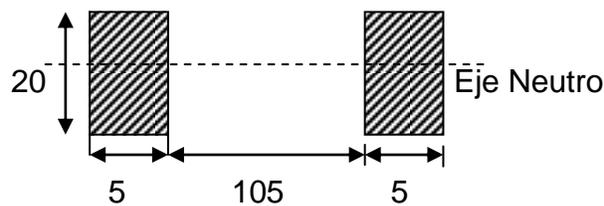
Integrando dos veces la ecuación f5, se obtiene:

$$\iint M(x) dx^2 = \frac{78}{6} \langle x - 0 \rangle^3 - \frac{41}{6} \langle x - 92 \rangle^3 - \frac{0,296}{24} \langle x - 765 \rangle^4 + \frac{0,296}{24} \langle x - 1015 \rangle^4 - \frac{41}{6} \langle x - 1688 \rangle^3 + \frac{78}{6} \langle x - 1780 \rangle^3 + C_1 x + C_2 \quad (f7)$$

Para encontrar los valores de C_1 y C_2 , se aplican las condiciones de frontera. Haciendo $x = 0$, $y = 0$ en la ecuación f7. En este punto ocurre algo particular en este método de funciones de singularidad, y es que, cuando en los paréntesis triangulares al reemplazar los valores se presentan cantidades negativas dentro de estos, se anulan, y, las positivas se toman como una paréntesis común, por consiguiente se concluye que $C_2 = 0$. Haciendo $x = 1780$ mm, $y = 0$ en la ecuación f7, se obtiene que $C_1 = 17,74 \times 10^6$.

Lo que resta es encontrar el momento de inercia para la sección donde se presenta el momento flector máximo, ubicándose en la mitad de la viga. De acuerdo con la figura 33, la sección transversal es como la que se muestra en la figura f4.

Figura F4. Sección transversal de análisis para el momento de inercia. Medidas en mm



Para calcular el momento de inercia se utiliza la tabla suministrada por Beer [43], en ella suministran la ecuación f8.

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 \quad [\text{mm}^4] \quad (f8)$$

Debido a que hay un espacio entre las dos secciones que soportan la carga, se toman dos cuadrados. El primero tiene como longitud de su base un valor igual a 115 mm y el segundo tiene 105 mm. Con lo anterior, para obtener el momento de inercia total, se restan los momentos de inercia planteados. Así.

$$I_1 = \frac{1}{12} \cdot (115\text{mm}) \cdot (20\text{mm})^3 = 76666,67 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = \frac{1}{12} \cdot (105\text{mm}) \cdot (20\text{mm})^3 = 7000 \text{ mm}^4$$

$$I_t = I_1 - I_2 = 6666,67 \text{ mm}^4 \quad (\text{f9})$$

En la tabla 3, se encuentra el último valor, el modulo elástico del aluminio con el que se trabajará, donde $E = 69 \text{ MPa}$. Finalmente, se define un valor de $x = 890 \text{ mm}$ (punto medio de la viga) para encontrar su valor de y . Reemplazando los valores ya nombrados y calculados en la ecuación f7, en síntesis, se tiene que la deflexión máxima teórica es $y = 12,33 \text{ mm}$.

Para concluir esta sección se procede a encontrar el valor del factor de seguridad para el punto crítico de la viga. Primero se utiliza la ecuación f10 para calcular el esfuerzo generado en la sección crítica con carga a flexión.

$$S_t = \frac{M C_t}{I} \quad S_c = \frac{M C_c}{I} \quad (\text{f10})$$

Donde S_t y S_c son los esfuerzos máximos de tracción y de compresión, respectivamente, C_t y C_c son las distancias desde el plano neutro hasta los puntos extremos a tracción y compresión respectivamente (ver figura 30), M es el momento flector en la sección a analizar, e I es el momento rectangular de inercia de la sección.

Sabiendo que $M = 34390 \text{ N} \cdot \text{mm}$ (Momento flector máximo, figura f2) y $C_t = 10 \text{ mm}$ (distancia a eje neutro de la sección), entonces:

$$S = \frac{M C_t}{I_t} = \frac{(34390 \text{ N} \cdot \text{mm}) \cdot (10 \text{ mm})}{(6666,67 \text{ mm}^4)}$$
$$S = 51,58 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, de la ecuación f1, con $S_u = 145 \text{ MPa}$ (Límite a tracción aluminio 6063-T5, Ver tabla 3) se tiene que:

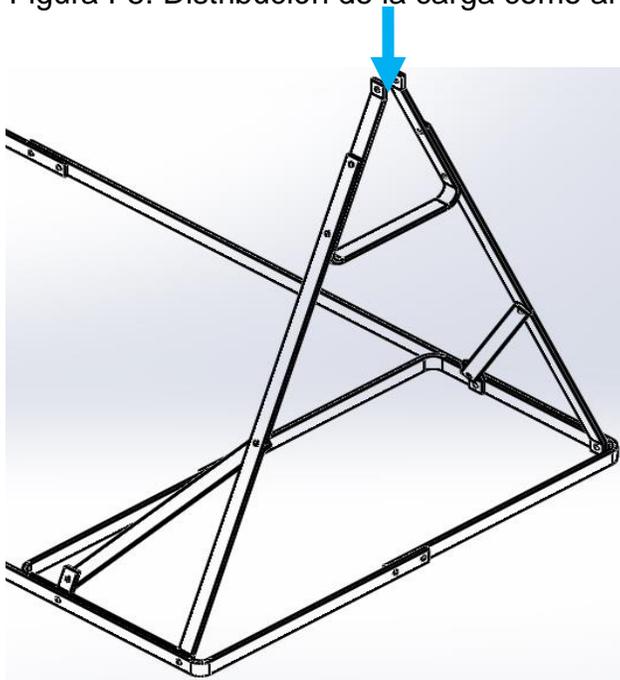
$$N = \frac{145 \text{ MPa}}{51,58 \text{ MPa}} = 2,81$$

En conclusión la viga no fallará con la carga que se ha planteado al ser un valor mayor a 1

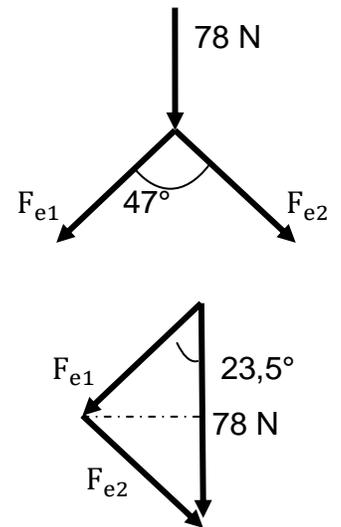
F.2 ESTUDIO DE LA ESTRUCTURA

Esta segunda parte depende de la reacción encontrada en el apoyo de la viga, debido a que esta fuerza es la que se distribuye por el resto de la estructura y también permite que su análisis teórico se realice mediante un estudio de armadura (Ver figura F5a). En esta sección toma importancia la simetría que tiene la estructura debido a que las cargas se distribuyen uniformemente y el modelo se simplifica a dos barras tal como lo muestra la figura F6a.

Figura F5. Distribución de la carga como análisis de armadura.

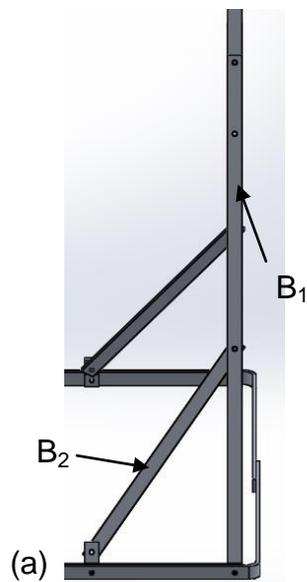


(a)

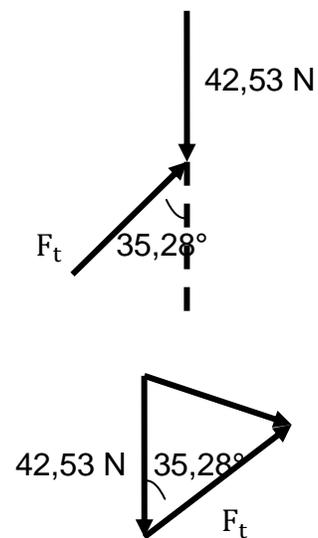


(b)

Figura F6. Simplificación de la armadura



(a)



(b)

Para iniciar, la figura F5b, representa el diagrama de fuerzas a la que está sometida la sección más alta de la estructura. Por lo anterior se procede a encontrar la fuerza axial que carga las dos barras mencionadas de la figura F6a debido al plano en el que se encuentran, estando a un ángulo de 23,5° de la vertical. A partir del ángulo que se define y sabiendo que es una pieza totalmente simétrica, las fuerzas F_{e1} y F_{e2} toman el mismo valor. De este modo se utiliza la identidad trigonométrica de la ecuación f11 para encontrar la magnitud de la fuerza que carga la barra B_1 .

$$\cos 23,5 = \frac{39 \text{ N}}{F_{e1}} \quad (\text{f11})$$

donde $F_{e1} = 42,53 \text{ N}$

La fuerza F_{e1} se transmite axialmente hasta encontrarse con la barra B_2 . Una vez visualizado el procedimiento anterior, del mismo modo se debe encontrar la fuerza F_t a partir del diagrama de la figura F6b, esta vez utilizando la identidad de la ecuación f9.

$$\cos 35,28 = \frac{F_t}{42,53 \text{ N}} \quad (\text{f12})$$

donde $F_t = 34,29 \text{ N}$

Con lo anterior se observa claramente que a medida que la fuerza del apoyo se distribuye por cada una de las piezas que conforman la estructura, esta irá disminuyendo, por lo que, no se hace necesario analizar la parte baja de la viga considerándose entonces dos puntos críticos para la sección de estudio por armadura. No obstante, al utilizar la ecuación 31 para determinar el esfuerzo, se entiende que la sección crítica será la que tenga mayor fuerza aplicada al haber

una misma sección en toda la estructura y los dos puntos críticos mencionados quedan reducidos a uno, donde F es igual a 78 N. Entonces:

$$S = \frac{F}{A} = \frac{78 \text{ N}}{(20 - 6,5) \cdot 5 \text{ mm}^2} = 1,15 \text{ MPa}$$

De este modo utilizando el procedimiento visto en la sección F.1.1, el factor de seguridad en este punto es $N = 67,82$. Un valor bastante elevado lo cual comprueba la hipótesis de que no era necesario analizar el otro punto crítico.

F.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS ESTUDIO ESTÁTICO

Para empezar se abarcará todo lo relacionado con el análisis estático. La tabla F1 hace un resumen de lo encontrado en los dos análisis realizados. Por lo que se infiere que la tendencia de los resultados hechos por la simulación se encuentra en un margen donde la estructura no falla al cumplirse con los requisitos planteados por la teoría de resistencia de materiales en los dos casos. En su última columna se muestra el error porcentual para los análisis realizados, calculados a partir de la ecuación f13, donde V_s corresponde al valor de simulación y V_t valor teórico.

$$\frac{|V_s - V_t|}{V_t} \times 100 \tag{f13}$$

Para la tensión se tiene que

$$\frac{|57,231 \text{ MPa} - 51,58 \text{ MPa}|}{51,58 \text{ MPa}} \times 100 \approx 10,96 \%$$

Siguiendo el procedimiento preliminar se logra obtener los demás datos que se muestran en la tabla F1. Los errores de la tensión y el factor de seguridad son los que se mantienen bajos, debido a que la simplificación para calcularlos fue mínima, mientras que, para el desplazamiento presentado en la estructura es todo lo contrario, esto se debe a que se asumió una viga uniforme en toda su longitud y no se tuvo en cuenta el cambio de altura de la viga para dar la posición del foco.

Tabla F1. Resultados obtenidos para un análisis estático de la estructura

	Simulación	Análisis teórico	Error porcentual [%]
Tensión máxima [MPa]	57,231	51,58	10,96
Desplazamiento máximo [mm]	8,392	12,33	39,94
FDS mínimo [-]	2,5	2,81	11,03

REFERENCIA ANEXO F

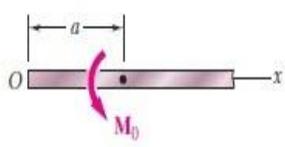
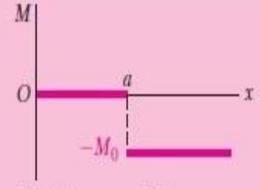
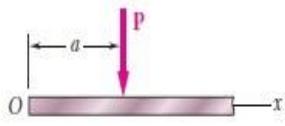
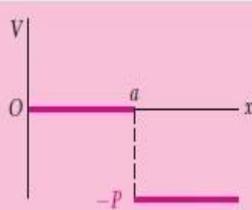
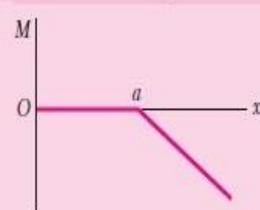
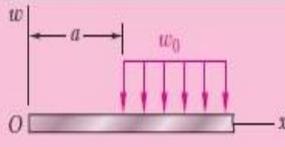
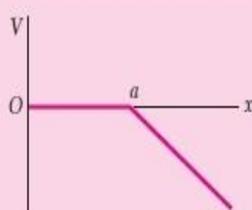
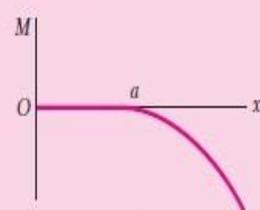
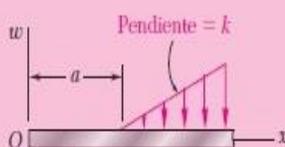
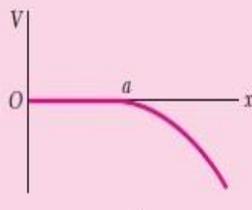
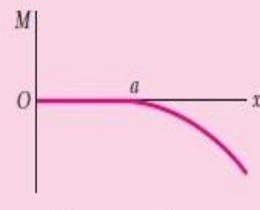
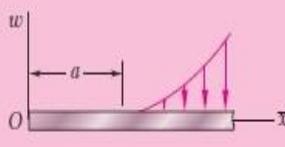
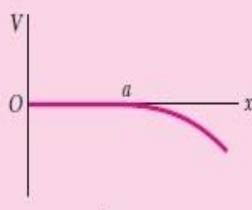
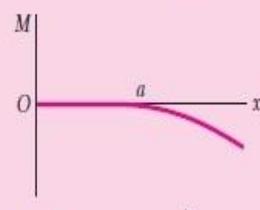
[F1] BEER, Ferdinand Pierre; JOHNSTON, E. Russell; GARCÍA, José Antonio Gómez-Jurado. Mecánica vectorial para ingenieros. Estática. McGraw-Hill, 1990.

[F2] PHILPOT, Timothy A. MDSolids Version 3.5.0, version prueba. 1997-2009

ANEXO G

PLANOS DEL PROTOTIPO DE ESTUFA SOLAR PARABÓLICA

ANEXO H. TABLA DE FUNCIONES DE SINGULARIDAD

	Carga	Corte	Momento flector
a)			 $M(x) = -M_0 \langle x - a \rangle^0$
b)		 $V(x) = -P \langle x - a \rangle^0$	 $M(x) = -P \langle x - a \rangle^1$
c)		 $V(x) = -w_0 \langle x - a \rangle^1$	 $M(x) = -\frac{1}{2} w_0 \langle x - a \rangle^2$
d)		 $V(x) = -\frac{k}{2} \langle x - a \rangle^2$	 $M(x) = -\frac{k}{2 \cdot 3} \langle x - a \rangle^3$
e)		 $V(x) = -\frac{k^n}{n+1} \langle x - a \rangle^{n+1}$	 $M(x) = -\frac{k}{(n+1)(n+2)} \langle x - a \rangle^{n+2}$