

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

" Diseño de un motor Stirling basado en energía solar."

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Hugo Rogelio Albarracín Meneses

Diego Germán Guevara López

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a todos aquellos que hicieron posible la realización de este proyecto: a Dios, a nuestros padres, hermanos y amigos.

DEDICATORIA

Hugo:

Con profundo cariño a mi abuelita Zoila, que siempre me despedía y recibía con una gran sonrisa en su rostro, que en paz descanse; y a mi madre: Mercedes Angelita Meneses Rodríguez y mi padre: Hugo Eugenio Albarracín Peláez, ya que sin ellos nada hubiera sido posible.

Diego:

A mi madre: Glenda Victoria López Silva, que día a día me entregó su amor incondicional, me concedió sus cuidados y procuró mi bienestar.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Hugo Rogelio Albarracín Meneses

Diego Germán Guevara López

PhD. Emérita Delgado Plaza

PhD. Juan Peralta Jaramillo

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

Hugo Rogelio Albarracín Meneses

Autor

Diego Germán Guevara López

Autor

PhD. Emérita Delgado Plaza

Tutor

PhD. Juan Peralta Jaramillo

Tutor

RESUMEN

El motor Stirling es considerado como el motor térmico cuyo ciclo puede proporcionar el rendimiento más cercano posible al rendimiento de Ciclo de Carnot, siendo Carnot el ciclo cuya eficiencia es la máxima que se puede obtener de una máquina térmica. Los motores Stirling solares proponen utilizar la radiación solar como fuente de calor para la generación de energía eléctrica, en lugar de utilizar combustibles fósiles. Dicha tecnología se encuentra en constante crecimiento y desde el 2010 existen proyectos con fines de comercialización alrededor de todo el mundo. En el presente proyecto se realizó el diseño de un motor Stirling alimentado con energía solar bajo los parámetros de radiación en el Ecuador, utilizando materiales que se encuentran en el mercado local, para ello se siguió una metodología de diseño sistemática que permitió determinar la mejor configuración para el modelo planteado, se realizaron simulaciones que permitieron conocer las temperaturas en el receptor solar y en la zona de disipación de energía mediante un análisis CFD, conociendo las temperaturas se calcularon las presiones de trabajo y con esto las fuerzas de expansión de los gases, con estas fuerzas se dimensionaron los elementos mecánicos que constituyen el motor Stirling.

Palabras Clave: Stirling, radiación, colector, CFD.

ABSTRACT

The Stirling engine is considered as the thermal engine whose cycle can provide the closest possible performance to the Carnot Cycle performance, Carnot being the cycle whose efficiency is the maximum that can be obtained from a thermal machine. Stirling solar motors propose to use solar radiation as a source of heat for the generation of electric energy, instead of using fossil fuels. This technology is constantly growing and since 2010 there are projects for commercial purposes around the world. In the present project was realized the design of a Stirling engine fueled with solar energy under the parameters of radiation in the Ecuador, using materials that are in the local industry, for that a methodology of systematic design was followed that allowed to determine the best one Configuration for the proposed model, simulations were carried out that allowed to know the temperatures in the solar receiver and in the area of energy dissipation through a CFD analysis, knowing the temperatures were calculated the working pressures and with this the forces of expansion of the gases, With these forces the mechanical elements constituting the Stirling engine were dimensioned.

Keywords: Stirling, radiation, collector, CFD.

ÍNDICE GENERAL

| | |
|---|----|
| CAPÍTULO 1..... | 1 |
| 1. INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA..... | 2 |
| 1.2 OBJETIVOS | 3 |
| 1.2.1 Objetivo General | 3 |
| 1.2.2 Objetivos Específicos | 3 |
| 1.3 MARCO TEÓRICO..... | 3 |
| 1.3.1 Energía solar Térmica..... | 3 |
| 1.3.2 Motor Stirling..... | 4 |
| 1.3.3 Ciclo Stirling | 5 |
| 1.3.4 Energía Solar en Ecuador | 6 |
| CAPÍTULO 2..... | 7 |
| 2. METODOLOGÍA..... | 7 |
| 2.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL MOTOR STIRLING | 8 |
| 2.1.1 Motor Stirling Alfa..... | 8 |
| 2.1.2 Motor Stirling Beta..... | 8 |
| 2.1.3 Motor Stirling Gamma | 9 |
| 2.1.4 Matriz de selección..... | 10 |
| 2.2 ALTERNATIVAS DE SELECCIÓN DEL COLECTOR SOLAR..... | 11 |
| 2.2.1 Disco parabólico de membranas de metal | 11 |
| 2.2.2 Disco parabólico de espejos planos..... | 12 |
| 2.2.3 Matriz de selección..... | 12 |
| 2.3 ALTERNATIVAS DE SELECCIÓN DEL RECEPTOR SOLAR..... | 13 |
| 2.3.1 Receptor de iluminación directa | 13 |
| 2.3.2 Receptor de reflujos | 14 |
| 2.3.3 Matriz de selección..... | 14 |
| 2.4 DISEÑO DEL PROTOTIPO | 14 |

| | | |
|-----------------|---|----|
| 2.4.1 | Diseño del disco reflector | 15 |
| 2.4.2 | Diseño del receptor solar | 16 |
| 2.4.3 | Diseño del motor Stirling | 16 |
| 2.5 | SIMULACIONES | 16 |
| 2.5.1 | Reflexión de la radiación y concentración solar | 16 |
| 2.5.2 | Transferencia de calor al fluido de trabajo | 17 |
| 2.5.3 | Análisis del comportamiento dinámico del mecanismo | 18 |
| 2.5.4 | Materiales elegidos para la Simulación CFD:..... | 20 |
| 2.5.5 | Condiciones ambientales: | 21 |
| 2.5.6 | Condiciones de borde: | 21 |
| 2.5.7 | Objetivos de la simulación:..... | 21 |
| 2.5.8 | Temperaturas obtenidas de las simulaciones en módulo CFD | 21 |
| CAPÍTULO 3..... | | 23 |
| 3. | RESULTADOS | 23 |
| 3.1 | RESULTADOS DE LA REFLEXIÓN Y LA CONCENTRACIÓN SOLAR | 24 |
| 3.2 | RESULTADOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR AL CILINDRO Y AL FLUIDO DE TRABAJO | 26 |
| 3.3 | VOLUMEN, PRESIÓN Y POTENCIA DEL MOTOR STIRLING | 28 |
| 3.4 | DISEÑO DE ALETAS EN LA ZONA FRÍA DEL MOTOR STIRLING..... | 32 |
| 3.5 | DISEÑO MECÁNICO DE LOS COMPONENTES DEL MOTOR STIRLING ... | 33 |
| 3.5.1 | Selección de pernos de la junta empernada del receptor solar..... | 33 |
| 3.5.2 | Diseño de soldadura | 34 |
| 3.5.3 | Análisis de las fuerzas de sacudimiento..... | 35 |
| 3.5.4 | Par motor | 38 |
| 3.5.5 | Diseño de los pasadores..... | 39 |
| 3.5.6 | Diseño de los pernos sujetos al bastidor del motor | 40 |
| 3.5.7 | Diseño del volante de inercia | 41 |
| 3.5.8 | Selección de banda y polea para el alternador. | 42 |
| 3.5.9 | Selección de los rodamientos. | 43 |

| | | |
|-----|---|----|
| 3.6 | ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL PARABOLOIDE..... | 43 |
| 3.7 | MATERIALES Y COSTOS..... | 44 |
| | CAPÍTULO 4..... | 48 |
| 4. | DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES..... | 48 |
| 4.1 | CONCLUSIONES..... | 50 |
| 4.2 | RECOMENDACIONES..... | 50 |
| | BIBLIOGRAFIA..... | 52 |
| | APÉNDICES..... | 54 |
| | APÉNDICE A..... | 55 |
| | MAPA SOLAR..... | 55 |
| | APÉNDICE B..... | 57 |
| | CÁLCULOS Y ECUACIONES..... | 57 |
| 1. | DISEÑO DE ALETAS..... | 57 |
| 2. | DISEÑO DE PERNOS DE PLACA DEL RECEPTOR..... | 58 |
| 3. | DISEÑO DE SOLDADURA..... | 61 |
| 4. | DISEÑO DE PASADORES..... | 61 |
| 5. | DISEÑO DE PERNOS DE PROTECTOR METÁLICO..... | 62 |
| 6. | DISEÑO DE VOLANTE DE INERCIA..... | 63 |
| | APÉNDICE C..... | 64 |
| | GRÁFICOS Y TABLAS..... | 64 |
| | APÉNDICE D..... | 75 |
| | PLANOS ESQUEMÁTICOS..... | 75 |

ABREVIATURAS

| | |
|-------|---|
| ESPOL | Escuela Superior Politécnica del Litoral |
| ASTM | American Society for Testing and Materials |
| AWS | American Welding Society |
| CFD | Computer Fluid Dynamics |
| NASA | National Aeronautics and Space Administration |
| RPM | Revoluciones por minuto |

SIMBOLOGÍA

| | |
|------|--------------------------------------|
| K | Kelvin |
| °C | Grado Celsius |
| T | Temperatura |
| S | Entropía |
| W | Watt |
| KW | Kilowatt |
| M | Metro |
| M2 | Metro cuadrado |
| M3 | Metro cúbico |
| D | Diámetro |
| Q | Calor |
| J | Joules |
| m/s | Metro por segundo |
| Rad | Radiación |
| Conv | Convección |
| Vx | Velocidad en la dirección x |
| Vy | Velocidad en la dirección y |
| Vz | Velocidad en la dirección z |
| Pa | Pascal |
| MPa | Megapascal |
| H | Hora |
| Cv | Calor específico a volumen constante |
| Kg | Kilogramo |
| G | Gramo |
| Mol | Mol |
| MM | Milímetro |
| N | Newton |
| Nf | factor de seguridad |
| Nm | Newton Metro |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 Concentradores solares | 4 |
| Figura 1.2 Esquema de trabajo de un motor Stirling Solar | 5 |
| Figura 1.3 Ciclo Stirling en un diagrama T-S | 5 |
| Figura 2.1 Esquema de metodología de diseño | 7 |
| Figura 2.2 Motor Stirling Alfa | 8 |
| Figura 2.3 Motor Stirling Beta | 9 |
| Figura 2.4 Motor Stirling Gamma..... | 9 |
| Figura 2.5 Disco parabólico de membranas de metal | 11 |
| Figura 2.6 Disco parabólico de espejos planos | 12 |
| Figura 2.7 Receptores de radiación directa puntuales | 13 |
| Figura 2.8 Motor Stirling Alfa | 13 |
| Figura 2.9 Receptores de radiación de reflujos | 14 |
| Figura 2.10 Curva parabólica del disco reflector | 15 |
| Figura 2.11 Balance de energía en el receptor Solar | 17 |
| Figura 2.12 Esquema del motor Stirling | 19 |
| Figura 2.13 Calor específico del aire | 22 |
| Figura 2.14 Conductividad térmica del aire | 22 |
| Figura 3.1 Distribución de temperatura focal con radiación fija | 24 |
| Figura 3.2 Estabilización de la temperatura con radiación fija..... | 24 |
| Figura 3.3 Distribución de temperatura focal con radiación variable | 25 |
| Figura 3.4 Estabilización de temperatura focal con radiación variable | 25 |
| Figura 3.5 Distribución de temperatura en pared interna del cilindro | 26 |
| Figura 3.6 Distribución de temperatura en el gas | 28 |
| Figura 3.7 Volumen total, volumen de expansión y volumen de compresión | 29 |
| Figura 3.8 Ciclo termodinámico real y presiones ideales | 29 |
| Figura 3.9 Ciclo termodinámico dentro de la cámara de expansión y compresión..... | 30 |
| Figura 3.10 Presión total dentro del cilindro | 31 |
| Figura 3.11 Trabajo termodinámico de expansión, compresión y total..... | 31 |
| Figura 3.12 Temperatura en aletas del motor Stirling..... | 33 |
| Figura 3.13 Diagrama cinemático de mecanismo biela manivela | 35 |
| Figura 3.14 Sistema de masas equivalentes | 36 |

Figura 3.15 Torque de inercia, Torque de potencia y par motor39

Figura 3.16 Cobertor metálico del cigüeñal41

Figura 3.17 Velocidad de rotación alternador según intensidad y la potencia43

Figura 3.18 Análisis estático de la estructura de soporte44

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 2.1 Matriz de decisión del motor Stirling | 10 |
| Tabla 2.2 Valor de parámetros cualitativos | 10 |
| Tabla 2.3 Criterios de evaluación en matriz de decisión | 10 |
| Tabla 2.4 Matriz de selección del disco parabólico | 13 |
| Tabla 2.5 Matriz de selección del receptor solar | 14 |
| Tabla 2.6 Dimensiones de los elementos mecánicos del motor Stirling | 20 |
| Tabla 2.7 Temperaturas de las simulaciones | 21 |
| Tabla 3.1 Calor necesario por cada fluido de trabajo a 850K | 27 |
| Tabla 3.2 Resumen de parámetros del fluido de trabajo (Helio)..... | 27 |
| Tabla 3.3 Dimensiones y parámetros de las aletas | 32 |
| Tabla 3.4 Resultados de fuerzas, esfuerzos y factor de seguridad para pernos | 34 |
| Tabla 3.5 dimensiones de la soldadura y factor de seguridad..... | 35 |
| Tabla 3.6 Parámetros de la fuerza de sacudimiento | 38 |
| Tabla 3.7 Resultados de fuerzas, esfuerzos y factor de seguridad para pasadores | 40 |
| Tabla 3.8 Resultados de fuerzas, esfuerzos y factor de seguridad para pernos | 41 |
| Tabla 3.9 Resultado de Inercia del volante y dimensiones..... | 42 |
| Tabla 3.10 Costos de los elementos del sistema de soporte..... | 45 |
| Tabla 3.11 Costos de los elementos del paraboloide | 46 |
| Tabla 3.12 Costos de los elementos del motor Stirling..... | 47 |

ÍNDICE DE PLANOS

| | |
|----------|--|
| PLANO 1 | Plano general, plano general |
| PLANO 2 | Plano de conjunto, vista en explosión |
| PLANO 3 | Mecanismo de soporte, vista en explosión |
| PLANO 4 | Armado soporte |
| PLANO 5 | Particulares 1 soporte |
| PLANO 6 | Particulares 2 soporte |
| PLANO 7 | Soporte de colector, vista en explosión |
| PLANO 8 | Armado de soporte paraboloides |
| PLANO 9 | Soporte individual |
| PLANO 10 | Paraboloides |
| PLANO 11 | Motor Stirling, vista en explosión |
| PLANO 12 | Lista de materiales |
| PLANO 13 | Armado motor |
| PLANO 14 | Particulares 1 motor |
| PLANO 15 | Particulares 2 motor |
| PLANO 16 | Particulares 3 motor |
| PLANO 17 | Particulares 4 motor |
| PLANO 18 | Particulares 5 motor |

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

El motor Stirling es considerado como el motor térmico cuyo ciclo puede proporcionar el rendimiento más cercano posible al rendimiento de Ciclo de Carnot, siendo Carnot el ciclo cuya eficiencia es la máxima que se puede obtener de una máquina térmica (Moore, 1981). Los motores Stirling solares, proponen utilizar la radiación solar como fuente de calor para la generación de energía eléctrica, en lugar de utilizar combustibles fósiles. Dicha tecnología se encuentra en constante crecimiento y desde el 2010 existen proyectos con fines de comercialización alrededor de todo el mundo.

En el Ecuador, el Plan del buen vivir, como principio constitucional cuya visión del mundo se centra en el ser humano dentro de un entorno natural y social, establece en su décimo objetivo, impulsar la transformación de la matriz productiva para que la economía del país no dependa en su mayoría de la comercialización del petróleo, por lo cual, existen incentivos hacia la industria manufacturera nacional con el fin de promover el desarrollo tecnológico. Además, la energía solar como un recurso renovable consta como parte de los sectores estratégicos para la transformación industrial y tecnológica, por lo que se encuentra dentro de los lineamientos establecidos en el décimo primer objetivo del Plan del buen vivir, y representa una oportunidad de desarrollo tecnológico.

La tecnología solar térmica es aquella que transfiere la energía proveniente del Sol en forma de radiación a un fluido calo portador, que suele ser agua o aire, con el fin de utilizar ese calor en aplicaciones domésticas o industriales, incluso con la capacidad de obtener energía eléctrica. Sin embargo, existen inconvenientes que la desfavorecen frente a las formas convencionales de obtener energía por medio de combustibles fósiles: El primer inconveniente resulta de la dependencia de la radiación directa, lo cual significa que en días nublados se reduce el desempeño del colector solar debido a la predominancia de la radiación difusa sobre la directa; el segundo inconveniente es el costo elevado de mantenimiento y construcción, esto se debe al uso de materiales

especiales y los mecanismos de seguimiento que deben estar en constante movimiento durante el día; finalmente, el tercer inconveniente se deriva del tamaño de los mecanismos, por lo cual, son necesarias áreas grandes de gran insolación como zonas desérticas o áridas.

Uno de los factores determinantes por el cual es viable el desarrollo de tecnología térmica a partir de la energía solar es la cantidad promedio de radiación solar que llega a la superficie terrestre del país, por ello, es necesario conocer qué lugares son más factibles para aprovechar la radiación solar, lo cual es posible mediante el uso de mapas solares que son los que permiten saber la radiación promedio de las extensiones geográficas de cualquier país o del mundo en general (Meher, Yves, & Jompob, 2015). Las provincias donde se registran un mayor promedio histórico de radiación solar en el Ecuador, según el mapa solar, son: Loja, Cotopaxi y Pichincha; con una radiación promedio de 750 W/m², ver APÉNDICE A.

1.1 Descripción del problema

En el caso particular de Ecuador, donde existe la necesidad de lograr sistemas de generación distribuida de energía eléctrica, los motores Stirling serían una alternativa viable para sustituir los sistemas convencionales de energía. Sin embargo, la adquisición de materiales para su construcción representa un obstáculo en su elaboración, debido a que no son producidos en la industria nacional, por lo cual se incrementan los costos de manufactura, ya que se tienen que importar materiales, y esto reduce la rentabilidad del proyecto. Adicionalmente, la radiación promedio del país en comparación a países vecinos, donde esta tecnología se encuentra ampliamente desarrollada, es considerablemente menor.

A partir de lo planteado anteriormente, surge la necesidad de realizar un rediseño y análisis del motor Stirling alimentado con energía solar, adaptándolo a las condiciones climatológicas locales y a los materiales disponibles en el mercado e industria nacional.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un prototipo del motor Stirling que opere por medio de la radiación solar.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar y analizar el sistema de movimiento mecánico del prototipo utilizando los softwares de simulación.
- Analizar el comportamiento térmico del motor a través de simulación CFD.
- Determinar el costo de construcción del prototipo.

1.3 Marco teórico

1.3.1 Energía solar Térmica

La energía proveniente del Sol comprende la más abundante y confiable fuente de energía, capaz de alcanzar los 4 trillones de giga watts por segundo, y seguirá así durante 5 billones de años más. La humanidad ha aprovechado esta energía desde los inicios de la historia, sin embargo, recién hace algunas décadas se han investigado nuevas formas de obtener mayores beneficios (eia, 2016).

La energía solar térmica se refiere al calor generado por la radiación solar. Esta energía es usada en aplicaciones industriales, comerciales y residenciales, a través de diferentes tecnologías, incluyendo la producción de vapor, sistemas de calentamiento y enfriamiento, e incluso generación de energía eléctrica (Bohorquez, 2013). Es posible alcanzar rangos de temperatura bajos como de 35 a 90 °C, así como rangos altos mayores a 250 °C dependiendo del sistema que se emplee.

Existen principalmente dos tecnologías para la obtención de energía a partir de la radiación solar, a saber: La tecnología solar térmica y la fotovoltaica. La tecnología solar térmica posee la particularidad de concentrar la radiación solar en una zona que la acumula o colecta para aprovechar una mayor tasa de transferencia de calor a un fluido caloportador. La tecnología fotovoltaica utiliza materiales semiconductores o especiales que transforman directamente la radiación solar en energía eléctrica por medio del efecto fotoeléctrico. Como propósito de este proyecto, nos enfocaremos en la tecnología solar térmica solamente.

Dentro de la tecnología solar térmica, se utilizan colectores para la captación activa de la radiación solar. Por tanto, la tecnología solar térmica se subclasifica en: tecnología de alta temperatura, con rangos mayores a $250\text{ }^{\circ}\text{C}$, concentra el calor en un solo punto, por ejemplo: concentradores parabólicos; media temperatura, con rangos entre 90 a $250\text{ }^{\circ}\text{C}$, concentran el calor en una línea de incidencia, por ejemplo: colectores cilindro-parabólicos; y baja temperatura, con rangos inferiores a $90\text{ }^{\circ}\text{C}$, concentran el calor en un área plana, ver Figura 1.1.



Figura 1.1 Concentradores solares

Fuente: (VARINIA.ES, 2017)

1.3.2 Motor Stirling

Un motor Stirling es un motor de combustión externa de ciclo cerrado creado en 1816 por Robert Stirling (Cengel, 2012). Por ser de ciclo cerrado tiene la particularidad de trabajar con un fluido atrapado en un contenedor que será el que realice trabajo sobre los pistones, mientras que externamente se da la transferencia de calor hacia el sistema, y ésta puede provenir de combustibles fósiles, aire caliente, radiación solar, reacciones

químicas o nucleares. Al igual que cualquier motor, trabaja en cuatro tiempos: Compresión, calentamiento, expansión y enfriamiento (NASA, 1983).

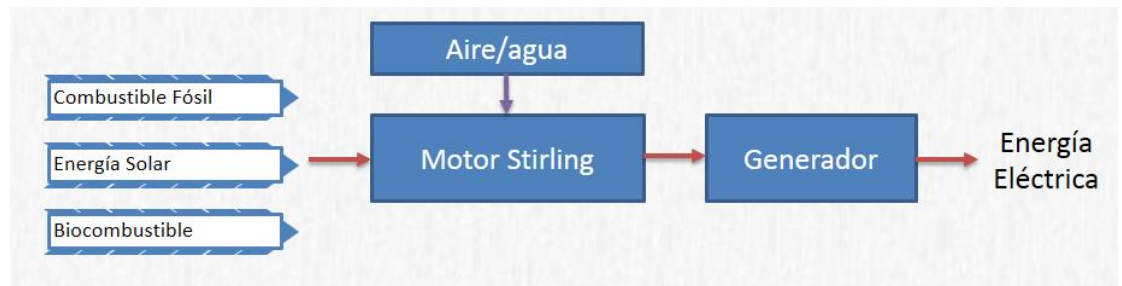


Figura 1.2 Esquema de trabajo de un motor Stirling Solar

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

1.3.3 Ciclo Stirling

El ciclo ideal Stirling se compone de dos procesos isotérmicos y de dos procesos de regeneración a volumen constante (Cengel, 2012), ver figura 1.3, en el proceso de regeneración se transfiere calor desde el fluido de trabajo hacia un dispositivo de almacenamiento de energía térmica durante una parte del ciclo y se la devuelve en otra parte del ciclo. De esta manera el ciclo Stirling se asemeja lo más posible al ciclo de Carnot, el cual tiene la máxima eficiencia en un ciclo térmico para las mismas condiciones de temperatura.

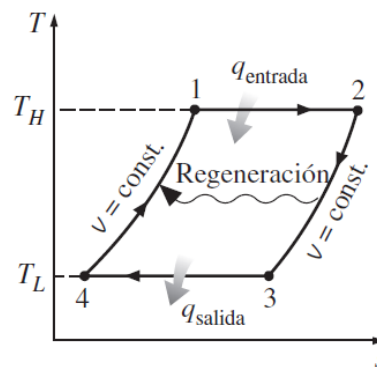


Figura 1.3 Ciclo Stirling en un diagrama T-S

Fuente: (Cengel, 2012)

1.3.4 Energía Solar en Ecuador

La insolación o radiación global está compuesta de radiación directa y radiación difusa. La radiación directa es aquella que llega directamente del Sol sin haber variado su dirección en el camino, por otro lado, la radiación difusa proviene de todas las direcciones, dado que es el resultado de reflexiones, refracciones de la luz, y emisiones de cualquier origen después de haber sido absorbidas.

El promedio de radiación directa es importante cuando de tecnología de alta temperatura se trata, pues los rayos incidentes son paralelos al eje de los colectores que debido a la propiedad óptica de la parábola se reflejan en un solo punto, llamado foco. Es por eso, que según la radiación de cierta zona geográfica se alcanzará hasta cierto nivel de energía que permita luego ser transformada en energía eléctrica, para el caso de los motores Stirling.

En el Ecuador, la radiación promedio varía de entre 3,5 y 4 kwh/m² diario, según el mapa o atlas solar, ver APÉNDICE A, por lo cual, conociendo que los motores Solares Stirling diseñados hasta el momento fueron para radiaciones mayores, es factible adaptar un diseño a las condiciones climatológicas del país; preferiblemente, en provincias de mayor radiación como Loja, Cotopaxi y Pichincha que tienen en promedio una radiación de 4,5 kwh/m² al día.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

El motor Stirling alimentado con energía solar consta principalmente de las siguientes partes: Concentrador solar, motor Stirling, y el receptor solar. Por lo tanto, el diseño del prototipo depende fundamentalmente de la selección de la mejor alternativa para cada uno de los componentes indicados.

En síntesis, la metodología de diseño que se aplica para la elaboración del prototipo se esquematiza en la Figura 2.1.

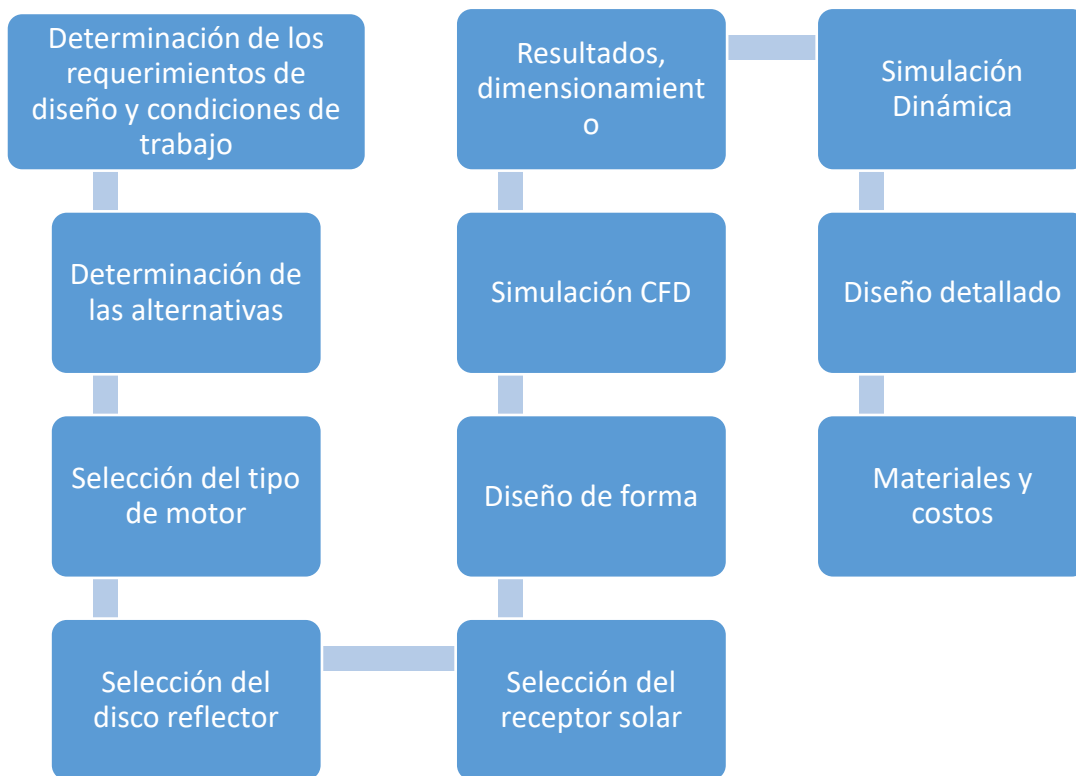


Figura 2.1 Esquema de metodología de diseño

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

2.1 Alternativas de diseño del motor Stirling

EL motor Stirling está compuesto de dos compartimentos cuya función es transferir el fluido de trabajo con el fin de lograr los procesos de expansión y compresión. Sin embargo, ese resultado puede obtenerse de diferentes configuraciones que dan lugar a los tres tipos de motores Stirling: Alfa, Beta y Gamma. Por lo tanto, se debe seleccionar aquel diseño de motor que se encuentre más apto para las condiciones climatológicas de la zona y al alcance de los recursos económicos y tecnológicos de la industria nacional.

2.1.1 Motor Stirling Alfa

El motor Stirling alfa consta de dos cilindros, un cilindro caliente y un cilindro frío que se encuentran separados y se conectan mediante un tubo que permite el intercambio del fluido del trabajo, y en la mayoría de los casos contiene un regenerador. En ambos cilindros se encuentran los pistones que a su vez están conectados a un cigüeñal que permite el movimiento simultáneo de los pistones como se muestra en la Figura 2.2.

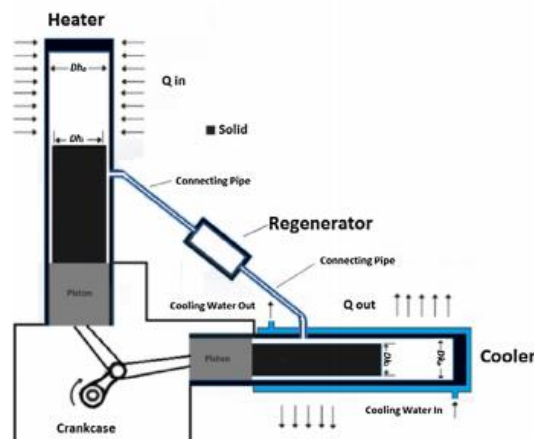


Figura 2.2 Motor Stirling Alfa

Fuente: (VARINIA.ES, 2017)

2.1.2 Motor Stirling Beta

El motor Stirling Beta cuenta con tan sólo un cilindro, en donde se ubican dos pistones de tal forma que uno de ellos se encuentra en el lado frío y el otro se desplaza del lado caliente al frío en los procesos de compresión y expansión. El diámetro del pistón que se desplaza (pistón desplazador) de la zona caliente a la zona fría es menor que el diámetro

del cilindro con la finalidad de que el fluido de trabajo pueda transportarse por esa holgura diametral, ver Figura 2.3.

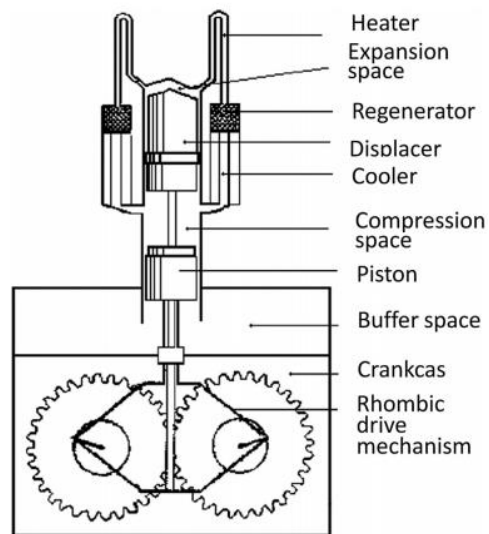


Figura 2.3 Motor Stirling Beta

Fuente: (VARINIA.ES, 2017)

2.1.3 Motor Stirling Gamma

El motor Stirling Gamma posee dos cilindros individuales y se diferencia del motor Alpha en que uno de sus pistones es un pistón desplazador, por lo cual, el cilindro que le corresponde tiene una zona fría y una zona caliente, ver Figura 2.4.

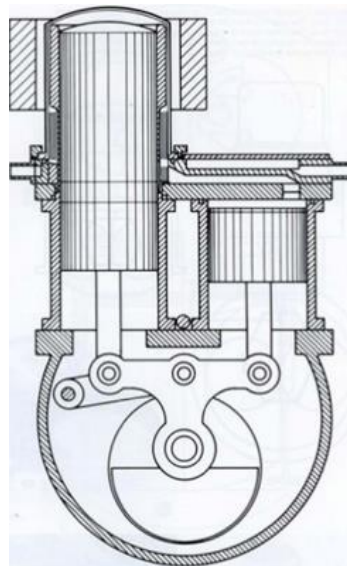


Figura 2.4 Motor Stirling Gamma

Fuente: (VARINIA.ES, 2017)

2.1.4 Matriz de selección

Para seleccionar la configuración más apropiada del prototipo del motor Stirling, se definen los siguientes criterios: Costo de manufactura, costo de materiales, costo de mantenimiento, número de partes móviles, y eficiencia. Los criterios elegidos están acorde a la problemática del diseño de acoplarse a los recursos y condiciones de la industria nacional. Cada uno de los criterios es ponderado según el grado de importancia, tabla 2.2, y posteriormente se procede a calificar cada tipo de motor. Los resultados de la matriz de decisión se muestran en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Matriz de decisión del motor Stirling

| Criterios | Pesos | Motor Alpha | | Motor Beta | | Motor Gamma | |
|---------------------------------|--------------|--------------------|-----|-------------------|-----|--------------------|-----|
| Costo de Manufactura | 20% | 2 | 0,4 | 3 | 0,6 | 1 | 0,2 |
| Costo de Materiales | 30% | 1 | 0,3 | 3 | 0,9 | 2 | 0,6 |
| Costo de Mantenimiento | 10% | 2 | 0,2 | 3 | 0,3 | 1 | 0,1 |
| Número de partes móviles | 20% | 1 | 0,2 | 3 | 0,6 | 2 | 0,4 |
| Eficiencia | 20% | 2 | 0,4 | 3 | 0,6 | 1 | 0,2 |
| Total | 100% | 8 | 1,5 | 15 | 3 | 7 | 1,5 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Tabla 2.2 Valor de parámetros cualitativos

| Parámetro cualitativo | Representación | Valor |
|------------------------------|-----------------------|--------------|
| Bueno | B | 3 |
| Regular | R | 2 |
| Malo | M | 1 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Tabla 2.3 Criterios de evaluación en matriz de decisión

| Criterio | Descripción | Pesos |
|---------------------------------|---|--------------|
| Costo de Manufactura | Es el costo que se incurre en la construcción y está relacionado a la complejidad del diseño. | 20% |
| Costo de Materiales | Este costo se considera según la disponibilidad en el mercado nacional o la dificultad de importación. | 30% |
| Costo de Mantenimiento | Relacionado a la complejidad del diseño, involucra la contratación de personal capacitado, frecuencia, duración, etc. | 10% |
| Número de partes móviles | El número de partes compromete la durabilidad y afecta a los demás factores. | 20% |
| Eficiencia | Relación entre el resultado obtenido al final del proceso con la entrada. | 20% |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

2.2 Alternativas de selección del colector solar

El colector solar es la superficie reflectante que concentra toda la radiación solar directa incidente en un solo punto. La geometría del colector es necesariamente un paraboloide, dado que mediante la propiedad óptica de la parábola es posible esta aplicación. Esta propiedad geométrica establece que un rayo paralelo al eje que contiene al foco y al vértice de la parábola incidente sobre cualquier punto dentro de la concavidad de la parábola se reflejará hacia el foco de dicha parábola.

El colector solar es una de las partes más importantes ya que de este depende la energía que llegue al receptor acoplado al motor Stirling, sin embargo, el tipo de energía que se está manejando presenta muchas anomalías y cambios en el transcurso del tiempo, esto debido a que dependemos de la naturaleza, por ello el resultado final estará en función de las condiciones climáticas en las que se encuentre operando el sistema. Las anomalías que se pueden presentar a lo largo del tiempo son: nubosidad, contaminación, suciedad, sombras.

2.2.1 Disco parabólico de membranas de metal

Posee una o varias membranas de metal tensionadas, figura 2.5, con lo cual se consigue la forma parabólica más exacta y la hace preferible frente a otras alternativas por su ventaja óptica. Ciertas configuraciones presentan un costo elevado en su elaboración debido a la complejidad geométrica, sin embargo, su eficiencia es alta.



Figura 2.5 Disco parabólico de membranas de metal

Fuente: (DSITAL, 2017)

2.2.2 Disco parabólico de espejos planos

Esta configuración sigue manteniendo la geometría parabólica con la diferencia de no poseer membranas o facetas, figura 2.6, sino espejos planos que guardan la geometría parabólica en sus posiciones, reflejando la luz incidente en el foco. Su ventaja frente a otros discos reflectores es poder crear grandes estructuras para generar altas potencias, sin embargo, entre sus principales desventajas está la complejidad en su construcción y por ende el alto costo de manufactura.



Figura 2.6 Disco parabólico de espejos planos

Fuente: (DSITAL, 2017)

2.2.3 Matriz de selección

Tanto el disco reflector de membranas como el de espejos planos representan una buena opción a elegir para el prototipo, sin embargo, predominan los criterios de costos sobre el de eficiencia, la misma que puede ser recuperada en el diseño térmico y mecánico del motor. En la Tabla 2.4 se califica cada alternativa por cada criterio de la misma forma que la Tabla 2.1.

Tabla 2.4 Matriz de selección del disco parabólico

| Criterios | Pesos | Disco reflector de membranas | | Disco reflector de espejos planos | |
|-------------------------------|-------|------------------------------|-----|-----------------------------------|-----|
| | | | | | |
| Costo de Manufactura | 20% | 3 | 0,6 | 1 | 0,2 |
| Costo de Materiales | 30% | 2 | 0,2 | 2 | 0,6 |
| Costo de Mantenimiento | 10% | 1 | 0,1 | 1 | 0,1 |
| Número de partes | 20% | 3 | 0,6 | 1 | 0,1 |
| Eficiencia | 20% | 2 | 0,4 | 3 | 0,6 |
| Total | 100% | 11 | 1,9 | 8 | 1,6 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

2.3 Alternativas de selección del receptor solar

2.3.1 Receptor de iluminación directa

Los receptores de radiación directa, figura 2.7, reciben la radiación solar a un solo punto en una placa plana, transfiriendo el calor directamente al fluido mediante conducción y convección; con este sistema se pueden presentar problemas de pérdida de calor, por aislamiento, ya que la zona caliente está a la intemperie, sin embargo, son más fáciles de construir.



Figura 2.7 Receptores de radiación directa puntuales

Fuente: (Energías, 2017)



Figura 2.8 Motor Stirling Alfa

Fuente: (Energías, 2017)

2.3.2 Receptor de reflujo

Los receptores de reflujo, figura 2.9, reciben el calor proveniente del colector solar en una red de filamentos, los cuales, mediante transferencia de calor por conducción, llevan este calor hacia el fluido de trabajo. Esta red de filamentos está aislada térmicamente del medio circundante, por lo cual el calor no puede escapar y se dirige hacia el fluido de trabajo, en embargo la construcción de este tipo de receptores es mucho más compleja y por la naturaleza de los materiales de trabajo presentan corrosión.

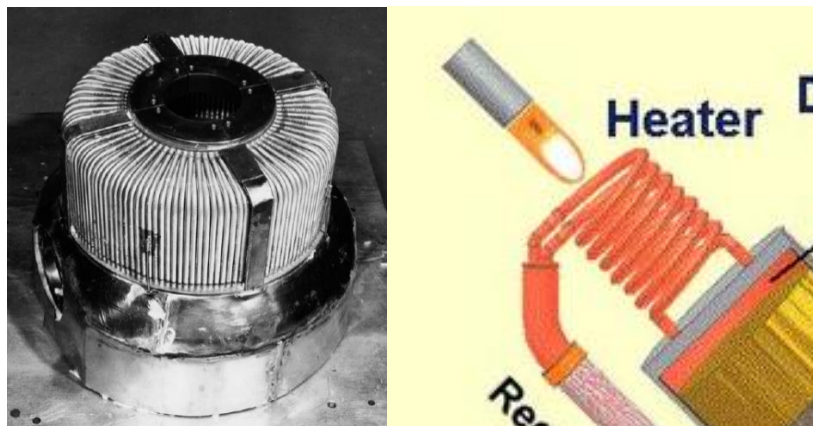


Figura 2.9 Receptores de radiación de reflujo

Fuente: (Energías, 2017)

2.3.3 Matriz de selección

Tabla 2.5 Matriz de selección del receptor solar

| Criterios | Pesos | Radiación directa | | Radiación de reflujo | |
|--------------------------|-------------|-------------------|------------|----------------------|------------|
| | | | | | |
| Costo de Manufactura | 20% | 2 | 0,4 | 1 | 0,2 |
| Costo de Materiales | 30% | 2 | 0,6 | 1 | 0,3 |
| Costo de Mantenimiento | 10% | 3 | 0,3 | 2 | 0,3 |
| Número de partes móviles | 20% | 3 | 0,6 | 2 | 0,4 |
| Eficiencia | 20% | 1 | 0,2 | 3 | 0,6 |
| Total | 100% | 10 | 2,1 | 10 | 1,8 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

2.4 Diseño del prototipo

A partir de los resultados obtenidos de las respectivas matrices de decisión, los componentes del motor solar Stirling son: Motor Beta Stirling, disco reflector de membranas de metal, y receptor solar por radiación directa. Luego, es necesario dimensionar cada uno de los componentes a fin de conseguir una potencia eléctrica de por lo menos 500 watts, para ello es necesario realizar la simulación de cada etapa,

desde la reflexión de la luz solar en el disco parabólico hacia el receptor solar con la información de radiación solar global promedio en el Ecuador, hasta la transferencia de calor del mismo receptor a los gases que ejercen presión sobre los pistones del motor, encargados de mover el mecanismo que entrega la potencia de salida.

2.4.1 Diseño del disco reflector

Inicialmente el disco reflector es un paraboloides truncado de tal manera que el foco quede situado a una distancia prudencial que permita la recepción de los rayos solares reflejados. Dicha forma es conseguida mediante la ecuación de la parábola con el vértice ubicado en el origen del plano de coordenadas cartesianas para la simplificación de los cálculos. Con ello, se conoce de antemano que el diámetro del disco reflector debe ser aproximadamente de 2m, dato basado en la bibliografía, con lo cual, si la distancia focal es por lo menos el doble de la distancia al límite del plato, el resultado es como se muestra en la figura 2.10.

$$q \leq \frac{D}{4\sqrt{2}} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

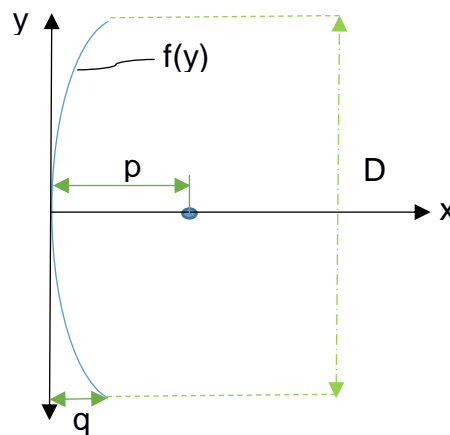


Figura 2.10 Curva parabólica del disco reflector

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Conseguida la curva, el paraboloides resulta de la revolución de la curva parabólica alrededor del eje x; conservando la propiedad óptica que permite la reflexión de la radiación al foco. Lo que se busca mediante la simulación es la curva de respuesta del calor recibido por el foco con el fin de conocer la temperatura a la que se establece.

2.4.2 Diseño del receptor solar

El diseño del receptor solar se lo determina mediante simulaciones de la transferencia de calor ocurrida desde el exterior (flujo externo) al interior del material que lo compone (flujo interno). Los modelos del receptor ya constan como tecnología vigente en la actualidad en diversas investigaciones y proyectos de innovación y desarrollo, por lo cual, se toma el modelo de radiación directa que, en comparación al modelo de reflujos, resulta más económica su manufactura, aunque sea térmicamente menos eficiente.

2.4.3 Diseño del motor Stirling

El dimensionamiento del motor Beta se basa en definir el área interna del cilindro que es la variable determinante para la fuerza de presión que ejercen los gases sobre el pistón y con ello conseguir el movimiento del sistema. Con los datos obtenidos de la transferencia de calor hacia el gas, es posible obtener, mediante ecuaciones termodinámicas, la presión que se ejercerá sobre los pistones.

Consecuentemente una vez obtenida esa fuerza de presión, se simula el movimiento del mecanismo biela manivela que da lugar a la generación del par motor que se será transmitido al generador. Por lo tanto, las simulaciones de transferencia de calor en conjunto con la dinámica del mecanismo y la eficiencia del generador nos permitirán conocer cuál es la potencia final que es posible lograr con el diseño.

2.5 Simulaciones

Las simulaciones correspondientes para el diseño del motor Stirling se realizan para cuantificar los siguientes fenómenos: Reflexión de la radiación y concentración focal, transferencia de calor al fluido de trabajo, análisis del comportamiento dinámico del mecanismo. Las simulaciones son realizadas en el módulo de simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés).

2.5.1 Reflexión de la radiación y concentración solar

La presente simulación tiene como fin recrear las condiciones que se darían en un colector parabólico "Dish Stirling" sometido a irradiación solar directa, concentrando toda

esa energía en un área muy pequeña, en este caso el receptor del motor Stirling, para de esta manera generar energía eléctrica de forma sustentable. Con ello, se busca encontrar hasta qué temperatura se logra calentar el receptor solar que se encuentra situado a una distancia focal del disco reflector. Una vez obtenida dicha temperatura, se procede a simular el comportamiento del gas cuando se transfiere el calor desde el receptor solar.

Las condiciones con las cuales se lleva a cabo la simulación de la reflexión de la radiación y la concentración solar son: transferencia de calor de flujo externo, régimen en estado estable, aire como fluido de trabajo, presión atmosférica, 293 K de temperatura inicial en el receptor, y 1 m/s de velocidad del viento en todas las direcciones. Los materiales seleccionados para el colector y el receptor son: aluminio y acero ASTM A36.

La radiación reflejada del colector hacia la placa del receptor solar no es absorbida en su totalidad, una pequeña parte es reflejada por el receptor y otra es emitida de regreso al ambiente; además, el viento presente retira calor de la placa por medio de convección natural. El balance de energía se muestra de manera esquemática en la Figura 2.11. La entrada de calor depende principalmente del diámetro del disco parabólico, por lo tanto, es posible variar el diámetro del disco parabólico con el fin de alcanzar mayor o menor trabajo.

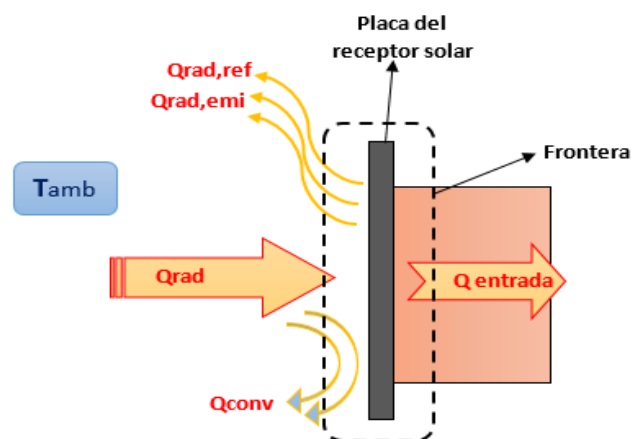


Figura 2.11 Balance de energía en el receptor Solar

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

2.5.2 Transferencia de calor al fluido de trabajo

Una vez obtenida la temperatura a la cual se llega en el receptor solar que recibe toda la radiación reflejada por el disco parabólico, es necesario conocer el comportamiento

termodinámico del gas que se expande debido al calentamiento. Esta parte permite conocer la temperatura y presión que alcanza el gas como un flujo interno. Con dicha presión se pretende obtener la fuerza de los gases que actúan sobre el pistón y dan lugar al movimiento del mecanismo.

Mediante la simulación de la termodinámica del gas se obtiene el ciclo termodinámico real con el cual trabaja el motor Stirling. Del ciclo real simulado se determina el trabajo neto efectuado que está en función del diámetro. Luego, a través de un cálculo inverso se establece el diámetro necesario del cilindro que se ajusta a la entrada de calor calculada en el balance de energía de la placa del receptor solar.

2.5.3 Análisis del comportamiento dinámico del mecanismo

Las anteriores simulaciones fueron necesarias para conocer la presión a la cual se ve expuesto el pistón por la expansión y compresión del gas. Luego, se da inicio al movimiento del mecanismo que entrega un trabajo mecánico de flecha o de eje que será el que se transmita al generador. Este análisis es importante puesto que surgen problemas dinámicos que no son deseables en el diseño, a saber: transmisión de fuerzas de sacudimiento o vibraciones, resonancia, esfuerzos dinámicos, entre otros. Además, con los resultados de este análisis se dimensiona el volante o polea que va conectado al generador. La función del volante principalmente es almacenar y liberar energía para obtener un flujo lo más continuo posible de potencia.

En la Figura 2.12 se analiza el esquema las partes principales del motor Stirling (Barreto & Canhoto, 2017): pistón de potencia y pistón desplazador con sus respectivas bielas y manivelas, cámaras de expansión y compresión, y la referencia usada para determinar el ángulo de la manivela del pistón de potencia.

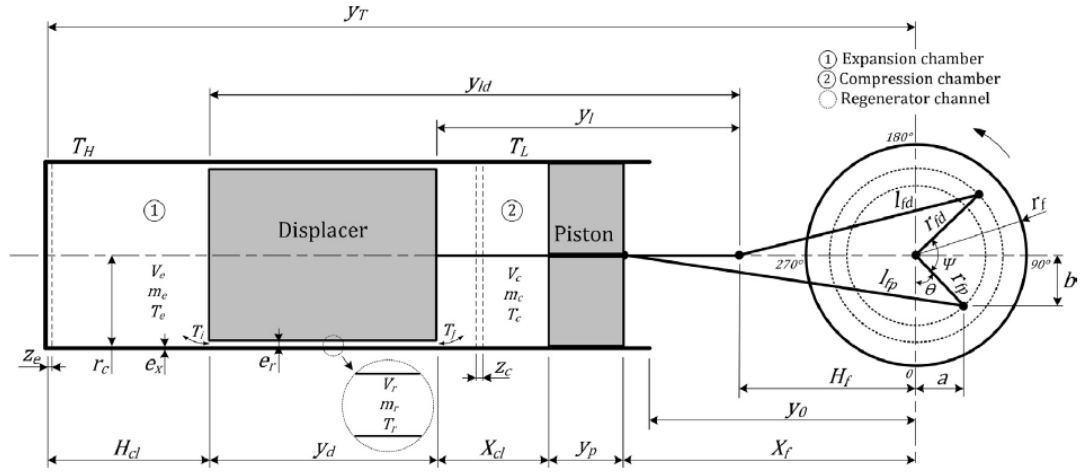


Figura 2.12 Esquema del motor Stirling

Fuente: (Barreto & Canhoto, 2017)

Las ecuaciones usadas para determinar la geometría del motor:

$$X_f = \sqrt{l_{fp}^2 - (r_{fp} \cos(\theta))^2} - r_{fp} \sin(\theta) \quad (Ec. 2.1)$$

$$H_f = \sqrt{l_{fd}^2 - (r_{fd} \cos(\theta + \Psi))^2} - r_{fd} \sin(\theta + \Psi) \quad (Ec. 2.2)$$

$$y_T = l_{fd} + r_{fd} + y_{ld} + z_e \quad (Ec. 2.3)$$

$$H_{cl} = y_T - (H_f + y_{ld}) \quad (Ec. 2.4)$$

$$y_l = y_{ld} - y_d \quad (Ec. 2.5)$$

$$X_{cl} = H_f + y_l - (X_f + y_p) \quad (Ec. 2.6)$$

$$V_r = \pi(r_c^2 - (r_c - e_r)^2)y_d \quad (Ec. 2.7)$$

$$V_e = \pi r_c^2 H_{cl} \quad (Ec. 2.8)$$

$$V_c = \pi r_c^2 X_{cl} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

$$y_0 = l_{fp} - r_{fp} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

En la Tabla 2.6 se detallan las dimensiones de los elementos mecánicos del motor Stirling determinadas por las ecuaciones de geometría del motor.

Tabla 2.6 Dimensiones de los elementos mecánicos del motor Stirling

| Parámetro: | Valor (mm): |
|------------|-------------|
| Yld | 190 |
| Yd | 50 |
| Yl | 140 |
| Lfd | 71 |
| rfd | 30 |
| Ze | 2 |
| Zc | 5 |
| er | 2 |
| Yp | 30 |
| Lfp | 135 |
| rfp | 30 |
| Xf | 105,00 |
| Hf | 64,35 |
| Yt | 293 |
| Hcl | 38,65 |
| Xcl | 69,35 |
| Y0 | 105 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

2.5.4 Materiales elegidos para la Simulación CFD:

Colector solar: Plancha de Aluminio reflectivo 1060

Receptor Solar: Acero ASTM A36

Empaque: Asbesto

Cilindro de trabajo: Acero ASTM A36

2.5.5 Condiciones ambientales:

Presión ambiente: 101325.00 Pa

Temperatura ambiente: 293 K

Velocidad de viento:

$V_x=1.5$ m/s

$V_y=1.5$ m/s

$V_z=1.5$ m/s

2.5.6 Condiciones de borde:

Estado estable

Disco parabólico:

-Temperatura inicial: 293K

-Fuente de radiación: 750 W/m²

-Reflectividad: 83%

Colector Solar:

-Temperatura inicial: 293K

2.5.7 Objetivos de la simulación:

-Temperatura del receptor solar.

-Temperatura del fluido circundante.

2.5.8 Temperaturas obtenidas de las simulaciones en módulo CFD

Tabla 2.7 Temperaturas de las simulaciones

| Nombre | Unidad | Valor |
|----------------|--------|-------|
| Parabolide | K | 320 |
| Receptor Solar | K | 898 |
| Zona fria | K | 380 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

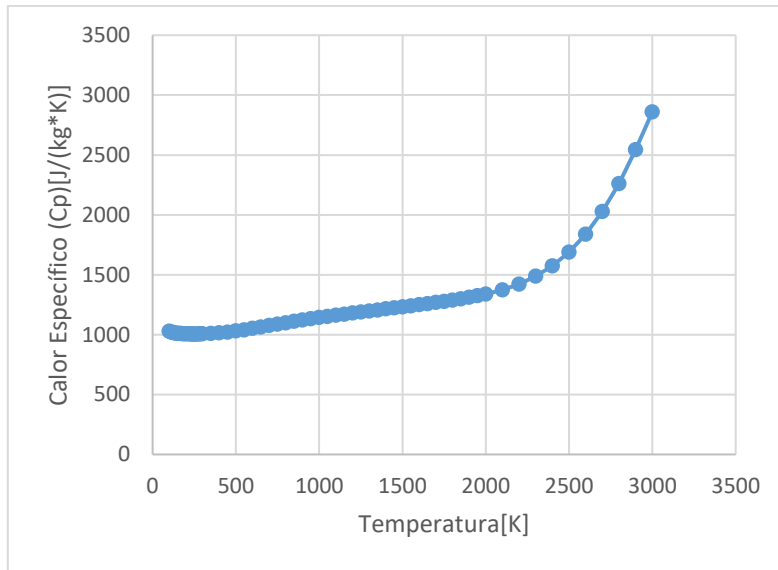


Figura 2.13 Calor específico del aire

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

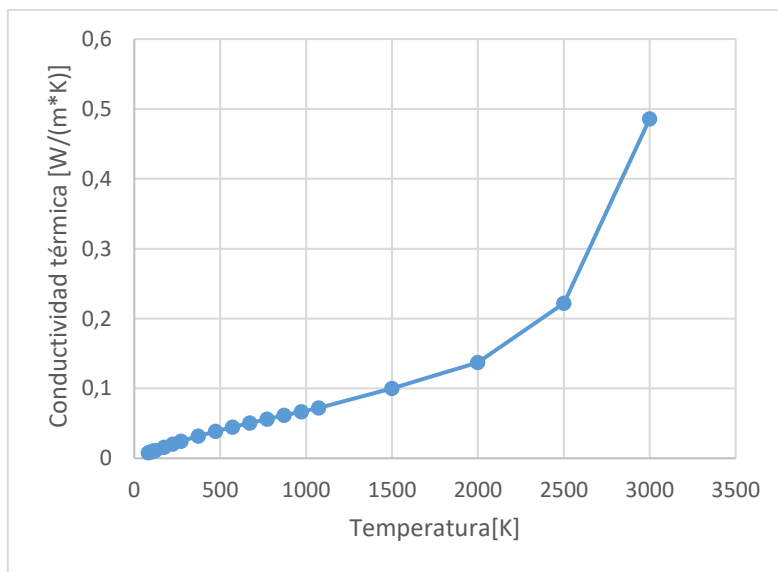


Figura 2.14 Conductividad térmica del aire

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos mediante las simulaciones y los cálculos realizados para las distintas fases de la obtención de potencia. Por lo tanto, se empieza con las simulaciones de la reflexión de la radiación solar incidente en el disco parabólico hacia el receptor solar; se continua con una simulación dentro del receptor solar para poder determinar la distribución de temperatura dentro de las cámaras de expansión y compresión; luego, se determina los niveles de presión que existen según el volumen del motor para poder calcular el trabajo neto realizado por ciclo de revolución; con la temperatura alcanzada se busca mantener la temperatura de compresión mediante el uso de aletas para la disipación de energía por radiación.

Seguido, con los resultados obtenidos de los cálculos y simulaciones realizados en las fases térmicas del motor para la obtención de trabajo neto, se diseñan los diferentes componentes mecánicos para las condiciones encontradas, consecuentemente, se diseña: las juntas empernadas y la soldadura de la tapa del receptor solar sometidas a fatiga o carga dinámica por la variación de la presión; la pared delgada del cilindro que igualmente soporta presiones fluctuantes dentro de las cámaras de expansión y compresión; todos los eslabones del mecanismo biela manivela que transmiten el movimiento para obtener un trabajo de flecha; el análisis de esfuerzos dinámicos, fuerzas inerciales y sacudimiento para un posterior diseño de pasadores y pernos; el volante para regular la potencia de salida. Además, se consta de un análisis de esfuerzos, mediante simulación, a la estructura que soporta el disco parabólico con el motor Stirling.

Finalmente, se realiza un análisis de costos mediante la determinación del Valor Actual de Costos que sirve de comparación con otras tecnologías térmicas vigentes en la industria nacional para discriminar su viabilidad económica y potencial implementación dentro de los proyectos de energías renovables.

3.1 Resultados de la reflexión y la concentración solar

La simulación de la reflexión de la radiación solar se la realizó mediante el módulo CFD. Según la radiación diaria en ESPOL-Guayaquil se determinó un promedio de 750 w/m² (véase APÉNDICE A), con la cual se ejecutó el programa para una simulación sin dependencia del tiempo, obteniendo una temperatura de estabilización alrededor de los 898 K, como se muestra en la se muestra la distribución de temperatura alrededor de la placa del receptor solar. La simulación mostrada pertenece a un régimen de flujo externo.

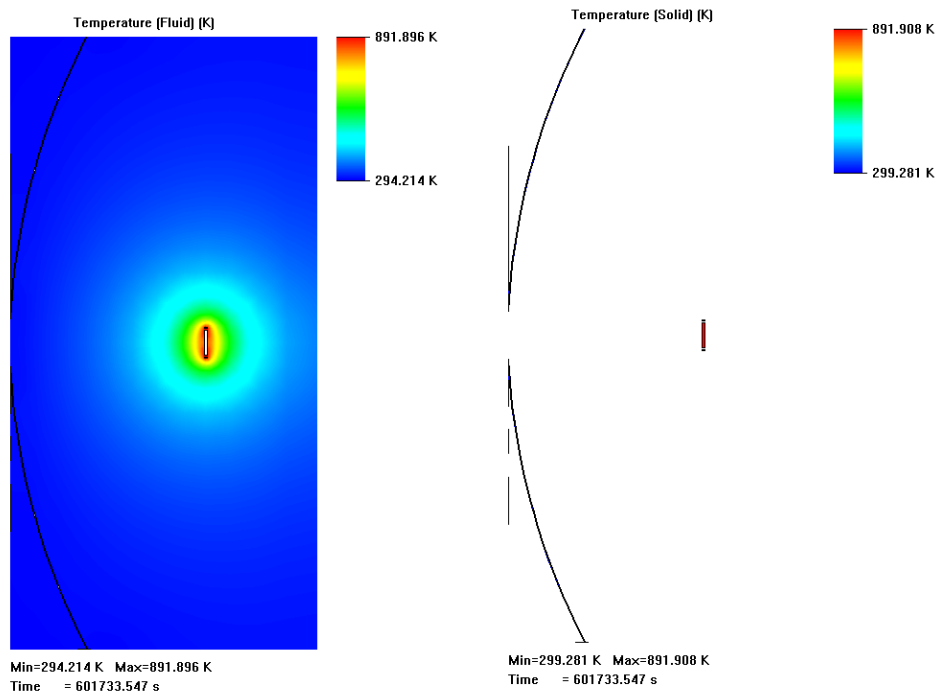


Figura 3.1 Distribución de temperatura focal con radiación fija

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

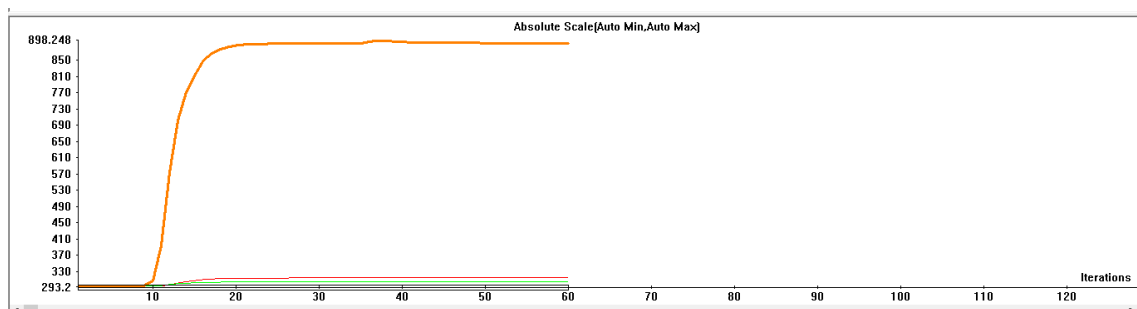


Figura 3.2 Estabilización de la temperatura con radiación fija

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

En un análisis más detallado se realizó una simulación con dependencia del tiempo con datos de radiación solar en intervalos de 15 minutos en el horario de 10h00 a 16h00. En la figura 3.4 se muestra que la temperatura de la placa del receptor solar se estabiliza a 840 K, aproximadamente. Esta simulación representa un escenario más realista del calentamiento del receptor solar en un día típico para los meses de agosto a septiembre en la ciudad de Guayaquil. En la figura 3.3 se muestra la distribución de temperatura alrededor de la placa del receptor solar para la radiación variante en el tiempo.

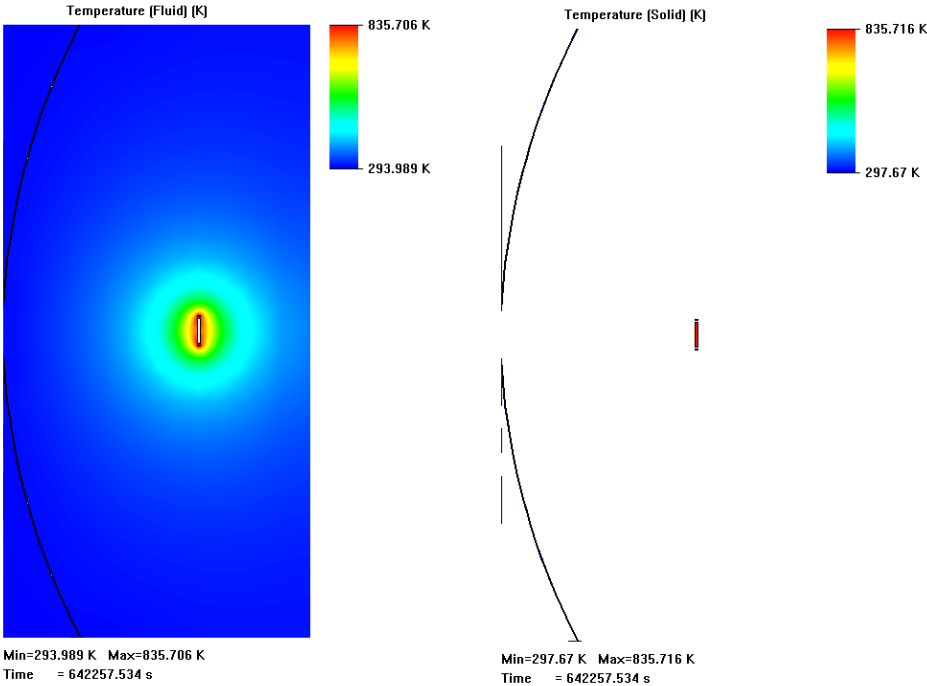


Figura 3.3 Distribución de temperatura focal con radiación variable

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

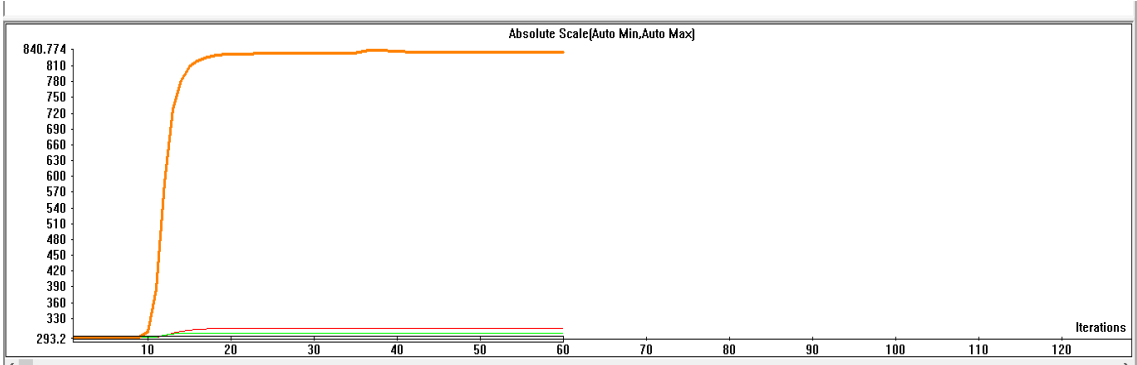


Figura 3.4 Estabilización de temperatura focal con radiación variable

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

En el APÉNDICE D se muestran las gráficas de las simulaciones adicionales que se hicieron probando con distintas radiaciones promedio incidentes en el disco parabólico para conocer la temperatura a la cual se estabiliza la placa del receptor solar, además de una simulación para un horario de 10h00 a 18h00.

3.2 Resultados de la transferencia de calor al cilindro y al fluido de trabajo

Una vez que el receptor solar se calienta a 840 K, el calor fluye a través de la pared delgada del cilindro a la vez que se propaga por el fluido de trabajo para provocar el respectivo movimiento de los pistones. En la figura 3.5 se muestra la distribución de temperatura en la pared interna del cilindro, el calor fluye por la pared delgada por conducción térmica y también se calienta por la temperatura del gas, luego se disipa a través de aletas en la zona de compresión con el fin de mantener baja la temperatura y obtener una determinada diferencia de temperatura con la cual es posible el desplazamiento del pistón para la generación de trabajo.

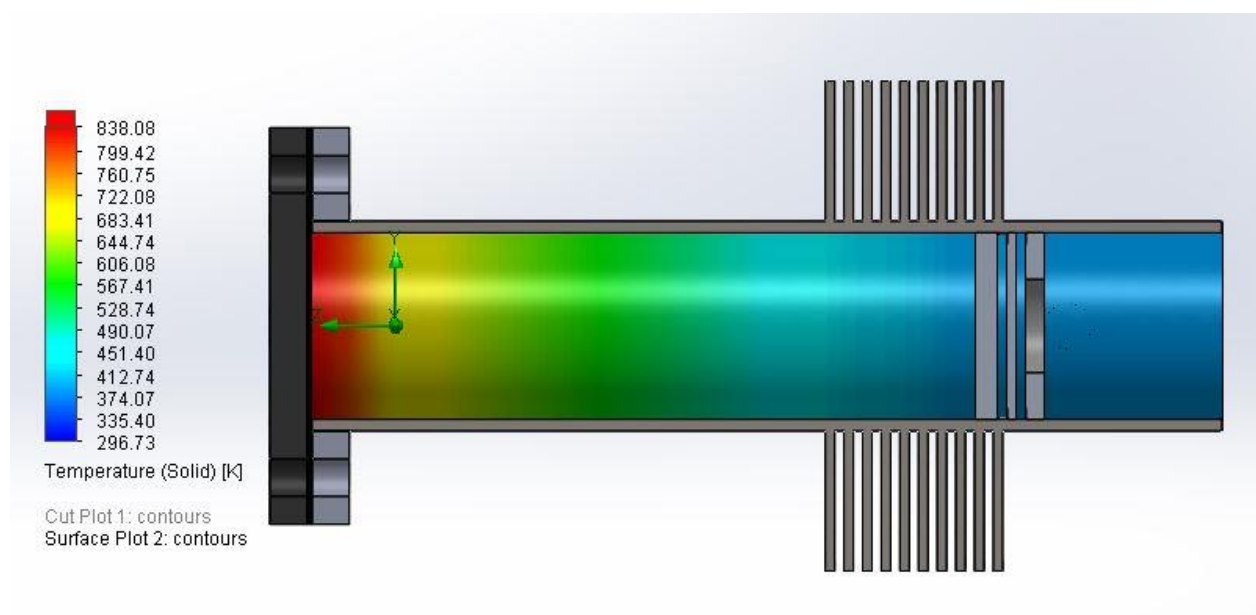


Figura 3.5 Distribución de temperatura en pared interna del cilindro

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

La figura 3.6 muestra la distribución de temperatura en el gas a medida que se avanza a lo largo de la longitud del cilindro, se puede observar que existe una estabilización en la cámara de expansión de la temperatura, por lo cual, se utiliza la temperatura alcanzada

en la placa del recibidor como una constante durante la expansión, tal como se indica en el ciclo termodinámico mostrado en la Figura 1.3.

Tabla 3.1 Calor necesario por cada fluido de trabajo a 850K

| Fluido de trabajo | C_v (J/kg-K) | Q (J) |
|-------------------|----------------|--------|
| Aire | 718 | 202,97 |
| Nitrógeno | 743 | 203,00 |
| Helio | 3120 | 121,78 |
| Hidrógeno | 10160 | 198,28 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Mediante la Tabla 3.1 se determina que el gas más apropiado para usarse como fluido de trabajo en el ciclo Stirling es el Helio, ya que necesita menor calor para elevar su temperatura de la zona fría a la temperatura en la zona caliente, permitiéndose con ello usarse un paraboloide de menor diámetro si se usara otro gas como fluido de trabajo. En la Tabla 3.2 se muestra un resumen de los parámetros del gas a usarse en el motor Stirling.

Tabla 3.2 Resumen de parámetros del fluido de trabajo (Helio)

| Parámetro: | Valor: |
|--|-----------|
| Masa atómica (g/mol) | 4 |
| Volumen máximo del gas (m ³) | 3,23 E-04 |
| Volumen mínimo del gas (m ³) | 1,54 E-04 |
| Presión inicial (Pa) | 202.706 |
| Presión máxima (Pa) | 841.111 |
| Temperatura del foco frío (K) | 380 |
| Temperatura del foco caliente (K) | 850 |
| Moles del gas | 0,02076 |
| Masa del gas (g) | 0,08305 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

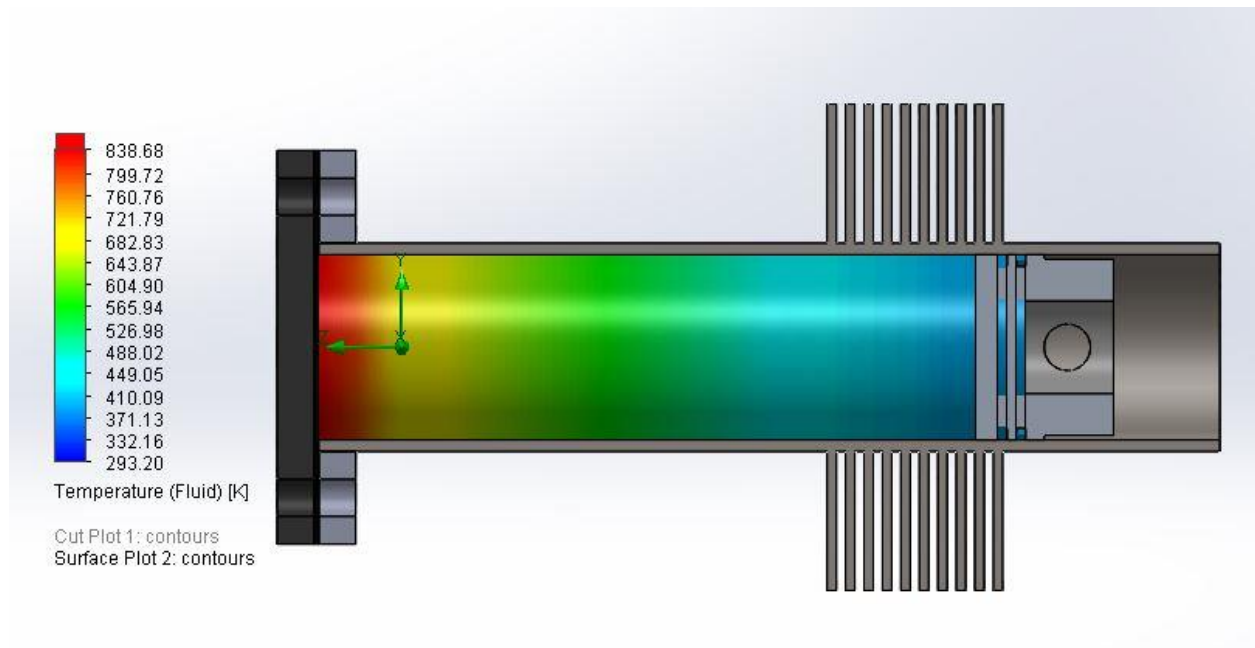


Figura 3.6 Distribución de temperatura en el gas

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

3.3 Volumen, presión y potencia del motor Stirling

Los volúmenes de las cámaras de expansión y compresión varían de acuerdo con el ángulo en que se encuentra la manivela del pistón de potencia, en la figura 3.7 se muestran dichos volúmenes como funciones sinusoidales del ángulo de giro y el volumen total que se obtiene de la respectiva suma. La naturaleza sinusoidal de la variación volumétrica se debe al mecanismo biela-manivela. Por otro lado, en la figura 3.8 se muestra el gráfico de Presión vs Volumen que representa una simulación del ciclo termodinámico real; en la misma figura, se marcan los puntos de críticos de presión y volumen del ciclo termodinámico ideal. El área dentro de la gráfica representa el trabajo neto realizado por una revolución de la manivela, entendido como la diferencia entre el trabajo del gas en el mecanismo menos el trabajo provocado hacia el gas por la inercia del mecanismo más el volante, además se denota la diferencia que existe entre el área que abarca el ciclo ideal en comparación con el ciclo real, debiéndose dicha diferencia a factores como: un cambio en las temperaturas fría y caliente, pequeña variación de volumen en los cambios de presión isométricos.

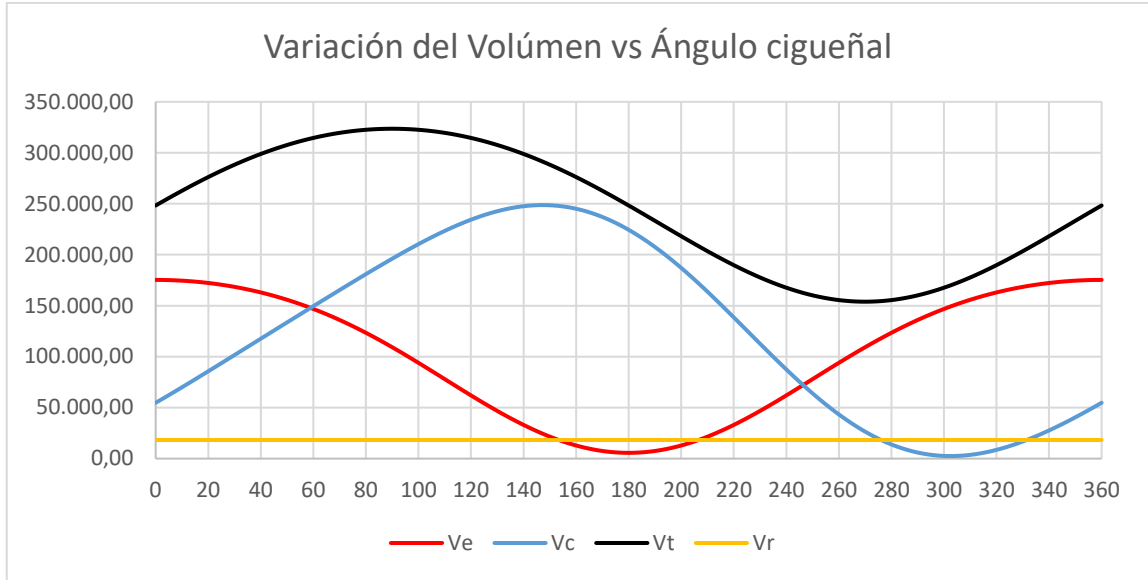


Figura 3.7 Volumen total, volumen de expansión y volumen de compresión

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Donde:

Ve: Volumen en la cámara de expansión

Vc: Volumen en la cámara de compresión

Vt: Volumen total

Vr: Volumen en el regenerador

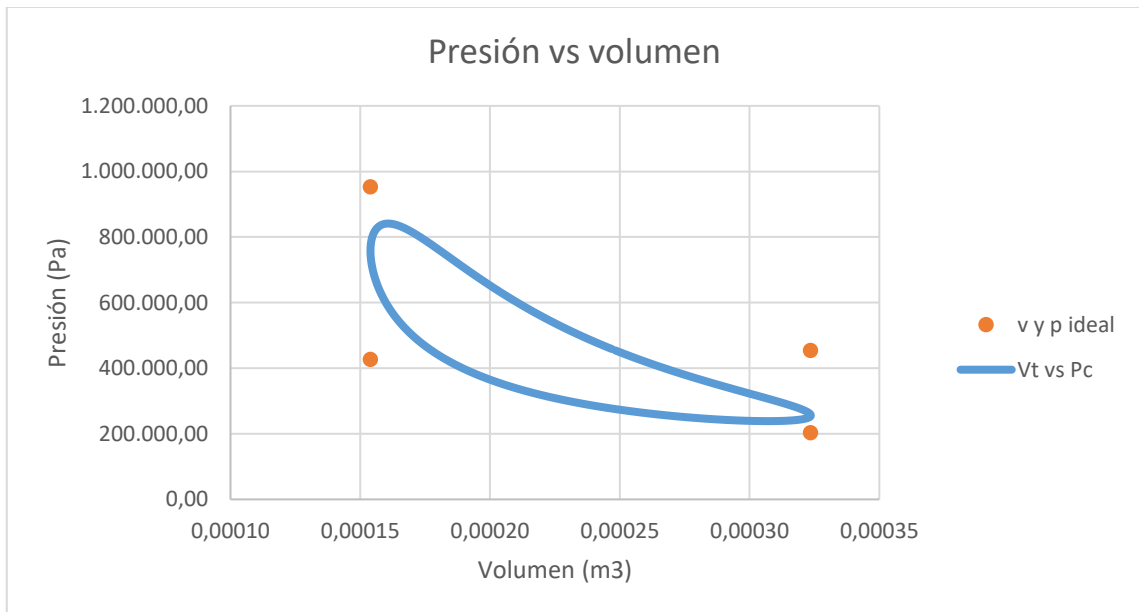


Figura 3.8 Ciclo termodinámico real y presiones ideales

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

La presión generada por el motor Stirling varía según el giro de la manivela, donde la presión máxima alcanzada en el interior del cilindro ocurre a los 290 grados de giro debido a la compresión del fluido de trabajo como se muestra en la figura 3.10, también se observa la presión en la cámara de compresión que abarca notablemente menor área que en la cámara de expansión como se muestra en la figura 3.9. Cabe mencionar que la masa del gas se considera constante, por lo cual la presión dentro del cilindro es la misma en todos los puntos, tanto en la cámara de expansión como en la cámara de compresión.

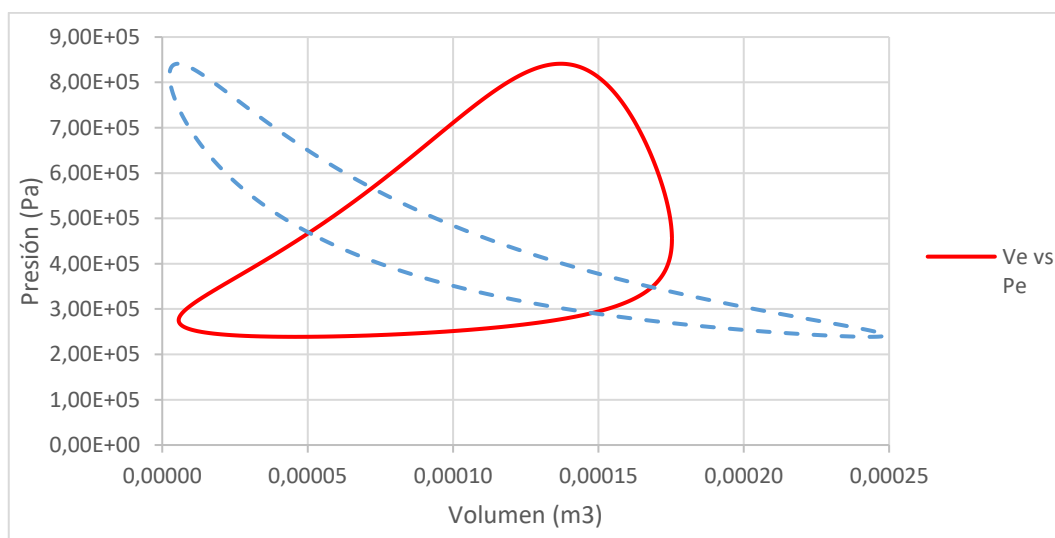


Figura 3.9 Ciclo termodinámico dentro de la cámara de expansión y compresión

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Finalmente, en el análisis térmico del motor Stirling se determina la presión total en el interior del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal o manivela, y los trabajos realizados en las carreras de potencia y retorno, los trabajos de expansión, compresión y total, figura 3.11.

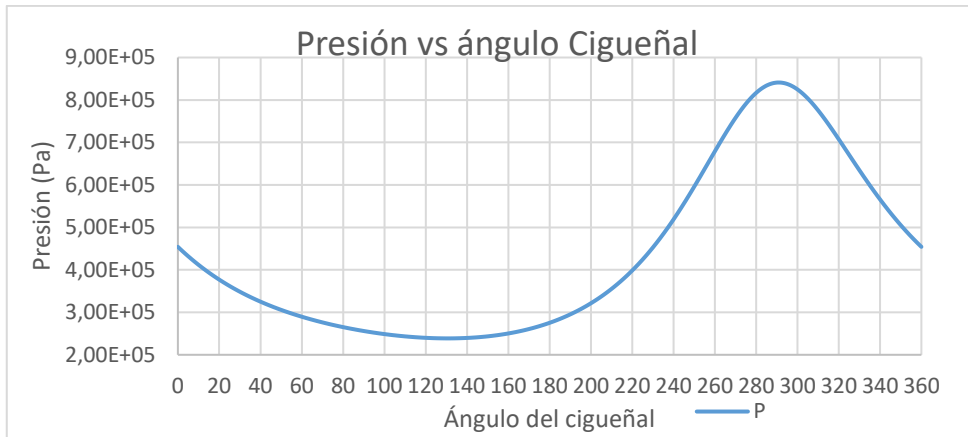


Figura 3.10 Presión total dentro del cilindro

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

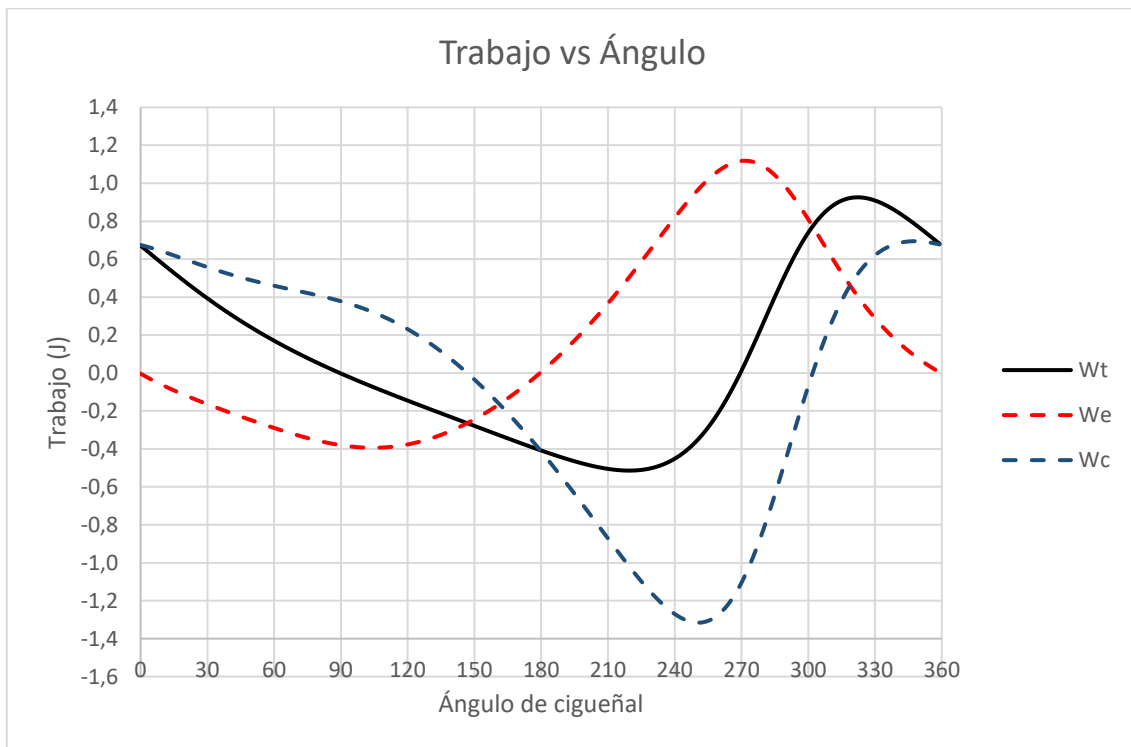


Figura 3.11 Trabajo termodinámico de expansión, compresión y total

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Donde:

Wt: trabajo Total

We: trabajo de expansión

Wc: Trabajo de compresión

3.4 Diseño de aletas en la zona fría del motor Stirling

Las aletas en el motor Stirling cumplen la función de disipar el calor mediante convección libre en la zona fría o de compresión con el fin de mantener la temperatura de compresión en un valor bajo, a 350 K para el presente caso. Para su diseño se establecen las dimensiones de las aletas según la Tabla 3.3 con las cuales se determina las áreas de disipación de calor.

Tabla 3.3 Dimensiones y parámetros de las aletas

| Parámetro: | Valor |
|-----------------------|---------|
| h (w/m ²) | 20 |
| r1 (mm) | 32,5 |
| L (mm) | 50 |
| r2 (mm) | 82,5 |
| t(mm) | 1,5 |
| N | 14 |
| nf | 0,950 |
| qt (w) | 1987,27 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Donde:

h (w/m²): coeficiente convectivo

r1 (mm): radio interno

L (mm): Altura de Aleta

r2 (mm): r1 + L

t(mm): espesor de la latea

N: Número de aletas

Nf: eficiencia de aletas

Qt (w): calor rechazado por las aletas

Las suposiciones realizadas para el cálculo de disipación de calor son: condiciones de estado estable, conducción radial unidimensional en las aletas, propiedades constantes, intercambio de radiación despreciable con los alrededores y un coeficiente de convección constante sobre toda la superficie.

La tasa de transferencia de calor por la disipación de calor mediante las aletas es 1987 W. Dicho valor puede variar aumentando progresivamente al aumentar el número de

aletas, sin embargo, se considera que la cantidad de 14 aletas es suficiente para mantener la temperatura fría de la cámara de compresión. En la Figura 3.12 se muestra el arreglo de aletas alrededor de la zona fría del motor Stirling.

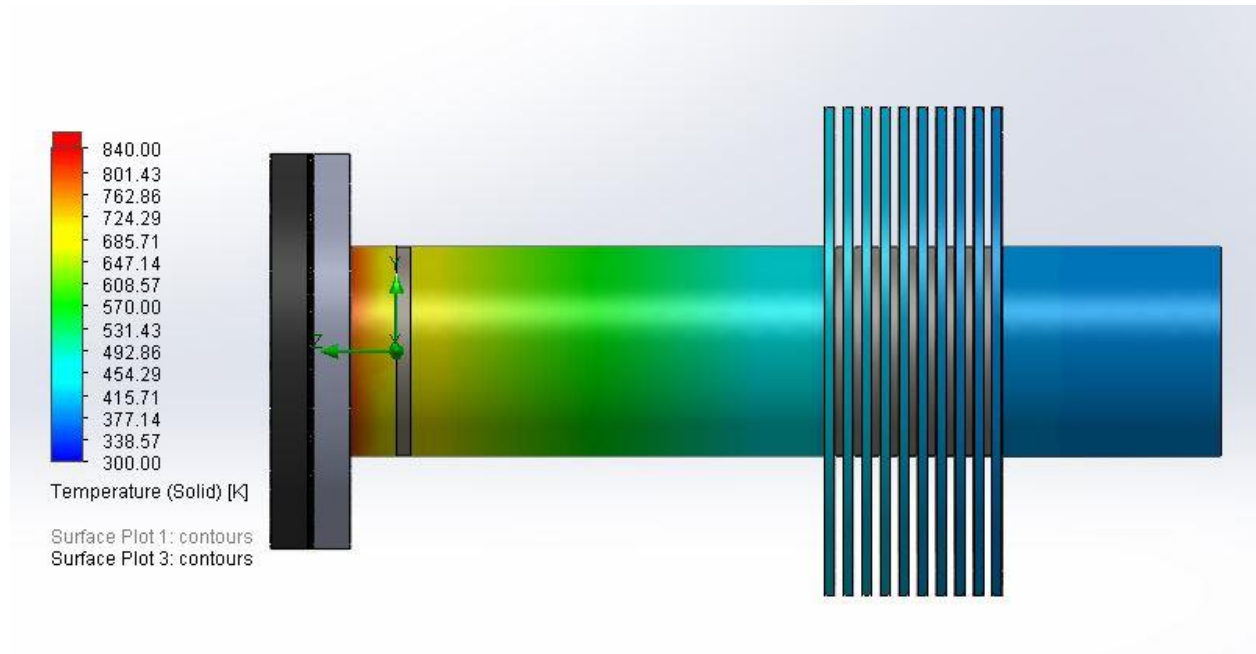


Figura 3.12 Temperatura en aletas del motor Stirling

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

3.5 Diseño mecánico de los componentes del motor Stirling

3.5.1 Selección de pernos de la junta empernada del receptor solar

Debido a la presión variable que se encuentra en el interior del motor Stirling provocada por la expansión y compresión del gas, los pernos que unen la tapa del receptor con el cilindro están sometidos a cargas fluctuantes que pueden llegar a provocar falla por fatiga en los pernos. Por lo tanto, se seleccionan los pernos para que resisten las cargas dinámicas, esto es, se selecciona el grado de resistencia del perno.

La fuerza que soporta la junta empernada del receptor solar se obtiene a partir de la presión máxima y mínima dentro de la cámara de expansión. Para conocer qué porcentaje de la carga total se transmite a los pernos, se procede a estimar la constante de rigidez C de los pernos. Dicha constante se obtiene de modelar el perno como dos resortes en serie, un resorte representa la zona roscada, y el otro, la zona no roscada

(Norton, Diseño de Máquinas, 2011). Luego, la fuerza transmitida a los pernos es igual a la carga total que soporta la junta empernada dividida para el número de pernos y multiplicada por la constante de rigidez calculada. En el APÉNDICE B se muestran las ecuaciones detalladas para el cálculo de los esfuerzos. La Tabla 3.4 muestra los valores correspondientes al perno seleccionado, los esfuerzos alternantes y medio, y el factor de seguridad. Luego de los cálculos realizados se determinó que los pernos a usarse son 8 M8 grado 8.8 colocados de forma radial. El APÉNDICE D contiene los planos esquemáticos en donde se muestran las dimensiones establecidas.

Tabla 3.4 Resultados de fuerzas, esfuerzos y factor de seguridad para pernos

| Parámetro: | Valor: |
|--|---------------|
| P max (Pa): | 8,41E+05 |
| P min (Pa): | 2,39E+05 |
| Carga Max (N): | 4,65E+02 |
| Carga Min (N): | 1,32E+02 |
| Fuerza Max (N): | 2,53E+03 |
| Fuerza mín (N): | 2,49E+03 |
| Fuerza alternante (N): | 4,16E+01 |
| Fuerza media (N): | 5,02E+03 |
| Esfuerzo inicial (N/m²) | 67950038,76 |
| Esfuerzo alternante (N/m²) | 568026,693 |
| Esfuerzo medio (N/m²) | 68518065,45 |
| Factor de seguridad Nf | 206 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

3.5.2 Diseño de soldadura

La brida en donde se emperna la placa se suelda al cilindro del motor. La soldadura necesaria se diseña según la carga fluctuante a la que está sometida, para ello, se utiliza el criterio de Goodman, con el cual se busca encontrar un factor de seguridad que contemple la resistencia a la carga reversible y la carga media como representación de un análisis estático. En la Tabla 3.5 se indican cada uno de los resultados obtenidos de las ecuaciones mencionadas para un tamaño de pie dado de 4 mm.

Tabla 3.5 dimensiones de la soldadura y factor de seguridad

| Parámetro: | Valor: |
|----------------------------------|----------|
| w (pie) (mm) | 4 |
| t (garganta) (mm) | 3,50 |
| Rango de Fuerza (N) | 3,45E+03 |
| factor de corte (N/m) | 18316,53 |
| Sers (MPa) | 55,166 |
| Ta permisible (MPa) | 5,23 |
| Fuerza media (N) | 2450,11 |
| Área de fusión (m ²) | 0,00075 |
| Tm (estático) (MPa) | 3,25 |
| Ssy (MPa) | 144,25 |
| Factor de seguridad | 9 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

3.5.3 Análisis de las fuerzas de sacudimiento

Debido al movimiento recíprocante del motor, existe una transmisión de fuerzas al bastidor, estas fuerzas de sacudimiento se determinan a partir del cálculo de las fuerzas inerciales provocadas por los eslabones del mecanismo biela manivela y de las masas de los pistones. Para este análisis no se consideran las fuerzas provocadas por la expansión de los gases debido a que las fuerzas de presión son fuerzas internas dentro del sistema cilindro pistón.

La ecuación 3.1 describe la posición del pistón de un mecanismo biela manivela para todo instante de tiempo, tal como se observa en la Figura 3.13. Se maneja esta ecuación con el fin de expresarla en términos más simples y se la deriva dos veces, obteniendo la expresión de la aceleración que se indica en la ecuación 3.2.

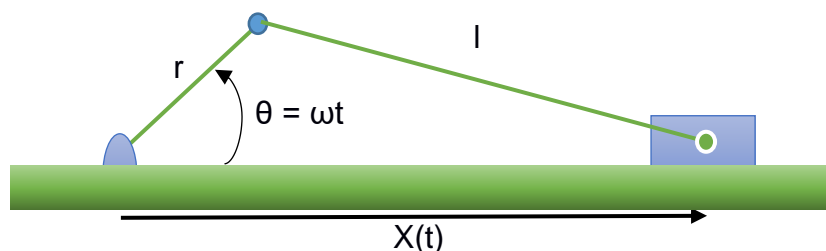


Figura 3.13 Diagrama cinemático de mecanismo biela manivela

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Posición:

$$x(t) = r * \cos(\omega t) + l * \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} * \sin(\omega t)\right)^2} \quad (Ec. 3.1)$$

Aceleración:

$$\ddot{x}(t) = -r\omega^2 * \left[\cos(\omega t) + \left(\frac{r}{l}\right) * \cos(2\omega t) \right] \quad (Ec. 3.2)$$

Donde:

r: Longitud de la biela

l: Longitud de la manivela

ω : Velocidad de rotación de la manivela

t: tiempo

Como los eslabones del mecanismo son uniformes, sus centros de gravedad quedan en sus centros geométricos. Por este motivo, es posible determinar las masas dinámicas equivalentes a ambos extremos de la biela como la mitad de la masa total de la biela; a su vez, se considera que en el extremo de la manivela se coloca una masa estáticamente equivalente como la mitad de la masa de la manivela (Norton, Diseño de Maquinaria). Entonces, dichas masas ubicadas en los extremos (en el pasador del extremo de la manivela y el pasador del pistón), se pueden sumar y obtener masas equivalentes que denominaremos como masa A y masa B, las cuales describen movimientos más simples de expresar mediante ecuaciones que el movimiento descrito por el centro de gravedad ubicado en el centro del acoplador o biela. En la figura 3.14 se muestra el sistema equivalente y las ecuaciones 3.3 y 3.4 muestran sus valores expresados en las masas de la biela y la manivela.

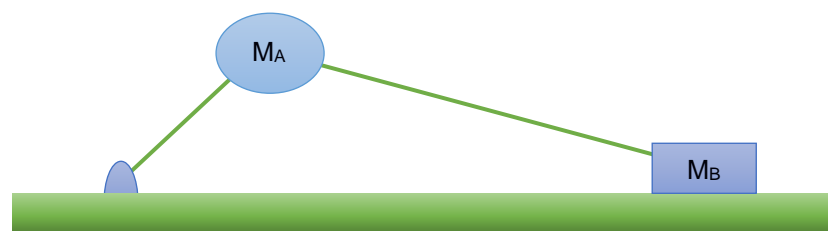


Figura 3.14 Sistema de masas equivalentes

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

$$M_A = \frac{m_b}{2} + \frac{m_m}{2} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

$$M_B = \frac{m_b}{2} + m_p \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Donde:

M_A : Masa equivalente en el pasador de la biela con la manivela

M_B : Masa equivalente en el pistón

m_b : Masa de la biela

m_m : Masa de la manivela

m_p : Masa del pistón

Las fuerzas inerciales se calculan a partir del producto de las aceleraciones con las correspondientes masas equivalentes calculadas, de esta manera, la fuerza inercial provocada por la masa A equivalente se describe mediante su producto con la aceleración centrífuga, y la otra fuerza inercial es aquella que se obtiene del producto de la masa B equivalente y la aceleración determinada por la ecuación 3.2. Al descomponer estas fuerzas en las coordenadas cartesianas, se consiguen las fuerzas descritas por las ecuaciones 3.5 y 3.6 en las direcciones x y y , respectivamente.

$$F_{i_x} = (M_A + M_B)rw^2 \cos(wt) + \left(\frac{r}{l}\right)M_Brw^2 \cos(2wt) \rightarrow (\text{Ec. 3.5})$$

$$F_{i_y} = M_Arw^2 \text{sen}(wt) \uparrow (\text{Ec. 3.6})$$

El motor Stirling dispone de dos mecanismos biela manivela desfasados a 90° , además de que sus respectivos pistones (de potencia y desplazamiento) tienen diferentes masas; por lo tanto, a las ecuaciones 3.5 y 3.6 se les añade las fuerzas inerciales de un segundo mecanismo. Luego, con el fin de eliminar el desbalance dinámico en el cigüeñal y, a su vez, eliminar una componente de la fuerza inercial, se añade un contrapeso que contrarresta el efecto producido por la masa equivalente A, resultando en la ecuación 3.7. La magnitud de esta fuerza representa la fuerza de sacudimiento producida por el motor. En la Tabla 3.6 se muestran los valores de todas las variables involucradas.

$$F_{s_x} = 221,71[\cos(\theta) + 0,42\cos(2\theta)] + 66,80[\cos(\theta + 90) + 0,22\cos(2\theta + 90)] \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Tabla 3.6 Parámetros de la fuerza de sacudimiento

| Parámetro: | Valor |
|--------------------------------------|-------|
| Masa del pistón desplazador (Kg) | 0,468 |
| Masa del pistón de potencia (Kg) | 0,141 |
| Longitud de la manivela (m) | 0,03 |
| Longitud de la biela desplazador (m) | 0,071 |
| Longitud de la biela potencia (m) | 0,135 |
| Relación r/l desplazador | 0,42 |
| Relación r/l potencia | 0,22 |
| RPM nominal del motor | 1200 |
| Desfase angular (grados) | 90 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

El par de sacudimiento con respecto a la articulación de la manivela con el bastidor se obtiene de multiplicar la fuerza transmitida al pasador de la manivela a partir la fuerza de inercia de la masa equivalente B por la distancia del pistón. La ecuación 3.8 muestra el par de sacudimiento de un mecanismo biela manivela, y la ecuación 3.9 muestra el par de sacudimiento de los dos mecanismos del motor Stirling.

$$T_s \cong \frac{M_B r^2 \omega^2}{2} \left[\frac{r}{2l} \text{sen}(wt) - \text{sen}(2wt) - \frac{3r}{2l} \text{sen}(3wt) \right] \quad (EC. 3.8)$$

$$T_s \cong 110,86[0,21\text{sen}(wt) - \text{sen}(2wt) - 0,63\text{sen}(3wt)] \\ + 33,40[0,11\text{cos}(wt) + \text{sen}(2wt) + 0,33\text{cos}(3wt)] \quad (Ec. 3.9)$$

3.5.4 Par motor

Luego de analizar las fuerzas inerciales que se producen dentro del mecanismo debido al movimiento de los eslabones conectados, se analizan los torques que dan lugar al par motriz del motor. Dichos torques son el torque de inercia calculado en la sección anterior y el torque provocado por la fuerza de los gases. Cabe mencionar que el torque promedio que producen las fuerzas inerciales es cero, por lo tanto, aunque provoca una variación significativa en el par motor del mecanismo a altas velocidades angulares (1200 RPM), no contribuye a la generación de potencia. En la Figura 3.15 se muestran los torques de inercia y de la fuerza del gas, así como el torque total que resulta de la suma de ambos.

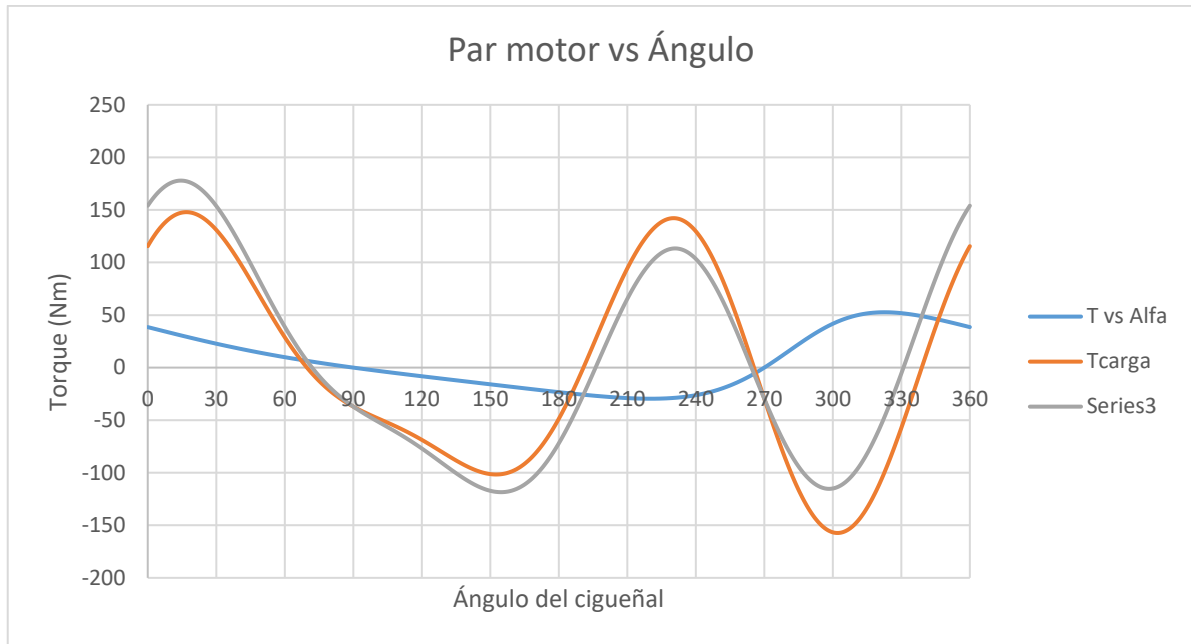


Figura 3.15 Torque de inercia, Torque de potencia y par motor

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

3.5.5 Diseño de los pasadores

Los pasadores soportan constantemente las fuerzas transmitidas a lo largo de los eslabones provocadas por los gases y por las fuerzas de inercia, por lo tanto, se determinan cuáles son dichas fuerzas en los pasadores y se calculan los esfuerzos correspondientes. Debido al movimiento recíprocante del mecanismo las fuerzas van a variar según el ángulo de la manivela, por lo tanto, se determinan las fuerzas máximas y mínimas transmitidas a los pasadores. La fuerza máxima se alcanza con la fuerza de los gases actuando sobre el pistón sin restar la fuerza inercial que actúa en sentido contrario; por otro lado, la fuerza mínima es la máxima fuerza inercial provocada por la fuerza inercial del pistón. Para reducir los cálculos se diseña el pasador crítico que es el pasador del pistón de potencia que soporta los mayores esfuerzos. En la tabla 3.7 se muestran los resultados obtenidos a partir de las masas equivalentes anteriormente calculadas y la fuerza de los gases. El

APÉNDICE D contiene los planos esquemáticos en donde se muestran las dimensiones establecidas.

Tabla 3.7 Resultados de fuerzas, esfuerzos y factor de seguridad para pasadores

| Parámetro: | Valor: |
|--|---------------|
| Fuerza máxima (N) | 2378 |
| Fuerza mínima (N) | -52,42 |
| diámetro del pasador (m) | 0,008 |
| espesor del pasador (m) | 0,005 |
| Esfuerzo cortante alternante (MPa) | 24,18 |
| Esfuerzo cortante medio (MPa) | 23,13 |
| Esfuerzo de aplastamiento alt (MPa) | 30,38 |
| Esfuerzo de aplastamiento medio (MPa) | 29,07 |
| Límite de resistencia a la fatiga (MPa) | 132,0814068 |
| Resistencia a la fluencia de corte (MPa) | 226,32 |
| Factor de seguridad de corte | 2,024068252 |
| Factor de seguridad de aplastamiento | 2,789736449 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

3.5.6 Diseño de los pernos sujetos al bastidor del motor

Parte del bastidor del motor consta de una caja metálica que cubre el cigüeñal para protegerlo. La caja metálica consta de placas que forman sus caras laterales, por lo cual los pernos que sujetan las placas están sometidos a cargas reversibles cortantes y axiales como se muestra en la Figura 3.16. Para el análisis de los pernos sometidos a tensión se utilizan las ecuaciones de la sección 3.5.1 y los resultados se muestran en la Tabla 3.8. Los pernos sometidos a carga cortante soportan esfuerzos de aplastamiento a la vez que soportan los esfuerzos cortantes. El APÉNDICE D contiene los planos esquemáticos en donde se muestran las dimensiones establecidas.

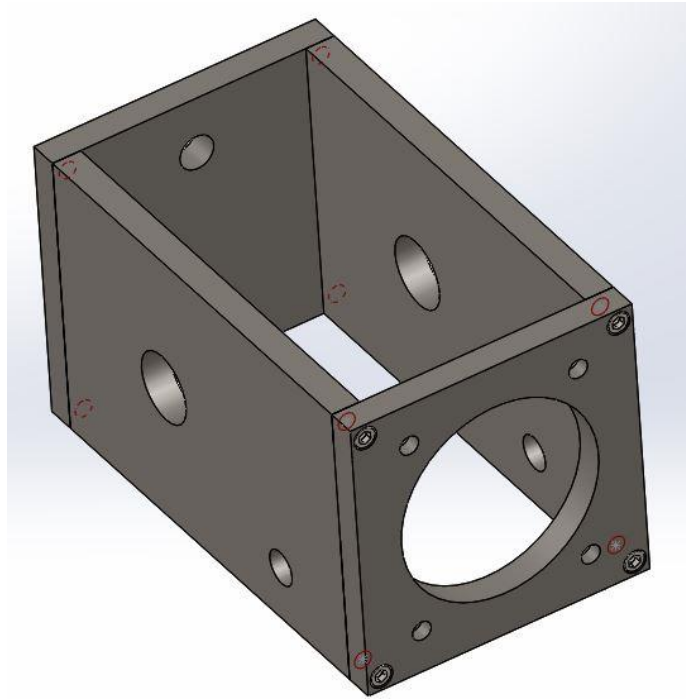


Figura 3.16 Cobertor metálico del cigüeñal

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Tabla 3.8 Resultados de fuerzas, esfuerzos y factor de seguridad para pernos

| Parámetro: | Valor: |
|---|----------|
| Fuerza máxima (N) | 397,03 |
| Fuerza mínima (N) | -211,69 |
| Át (área mínima) (m2) | 0,000037 |
| Esfuerzo de apriete (MPa) | 3 |
| Esfuerzo normal alternante (MPa) | 8,31 |
| Esfuerzo normal medio (MPa) | 2,53 |
| Límite de resistencia a la fatiga (MPa) | 150,91 |
| Resistencia última de tensión (MPa) | 830 |
| Factor de seguridad Nf | 162,59 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

3.5.7 Diseño del volante de inercia

La potencia generada por el motor Stirling es dependiente del ángulo de giro del cigüeñal, esto significa que no se mantiene constante en el tiempo, lo cual no resulta conveniente para el generador que debe producir energía eléctrica sin variaciones. Para corregir este problema se diseña un volante de inercia cuya función es almacenar energía cinética con el fin de proporcionar una potencia regular de salida. La energía se almacena y se libera por cada revolución del cigüeñal, disminuyendo las fluctuaciones de la velocidad angular

y de la potencia del motor. En la Tabla 3.9 se muestran los resultados para las condiciones mencionadas. El valor del coeficiente de fluctuación que se recomienda y que será considerado para el motor Stirling es 0,1 (Norton, Diseño de Maquinaria).

Tabla 3.9 Resultado de Inercia del volante y dimensiones

| Parámetro: | Valor: |
|---|---------------|
| ΔE máximo (Nm) | 61 |
| Coeficiente de fluctuación | 0,1 |
| Velocidad angular nominal (RPM) | 1200 |
| Inercia requerida (Kgm ²) | 0,0386287 |
| Inercia del sistema (Kgm ²) | 0,028368 |
| Inercia del volante (Kgm ²) | 0,0102607 |
| Radio del volante (m) | 0,075 |
| Masa del volante (Kg) | 1,82 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Las dimensiones de todos los elementos mecánicos, así como sus materiales se encuentran en los apéndices, en la sección de planos esquemáticos.

3.5.8 Selección de banda y polea para el alternador.

La banda y polea para el alternador se seleccionaron en base a la potencia de salida que se desea obtener, como el motor Stirling está diseñado para entrega una potencia nominal de más de 620W a una velocidad de rotación de 1200 RPM, el alternador, que gracias a la multiplicación de giro (1.5) por las poleas, trabajará a una velocidad de rotación de 1800 RPM, con estos datos y con ayuda de la Figura 3.17 (Sara, 2016) se puede seleccionar el alternador más adecuado para convertir la energía mecánica en eléctrica.

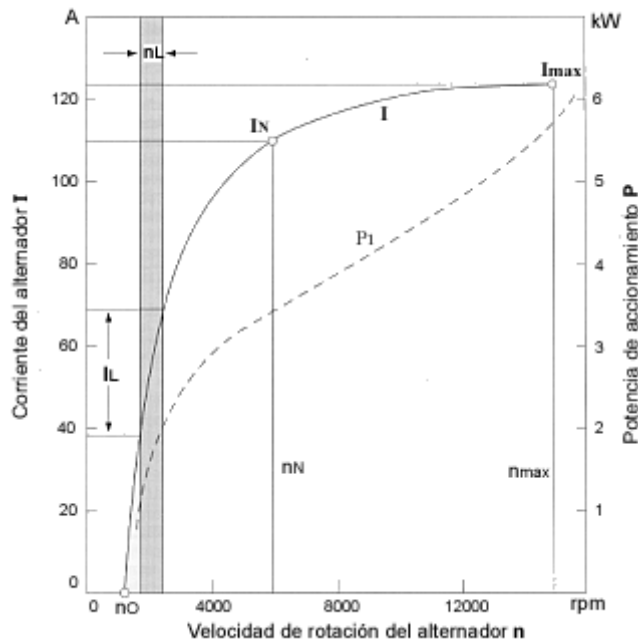


Figura 3.17 Velocidad de rotación alternador según intensidad y la potencia

Fuente: (Sara, 2016)

3.5.9 Selección de los rodamientos.

Los rodamientos se eligieron en función de la velocidad nominal de trabajo (1200 RPM) y de las cargas a soportar, para esto se usó el catálogo de rodamientos NTN del cual se determinó rodamiento 6901 ZZ como el mejor para trabajar bajo estas condiciones.

3.6 Estructura de soporte del paraboloide.

La estructura de soporte está sujeta a esfuerzos debido al peso del disco parabólico y el motor Stirling, por lo tanto, mediante un análisis estático de elementos finitos se simula la carga existente para las dimensiones establecidas. En la Figura 3.18 se muestra el gráfico de esfuerzos máximos que se ejercen en una de las doce partes del soporte, siendo en las demás partes del soporte la misma distribución de esfuerzos.

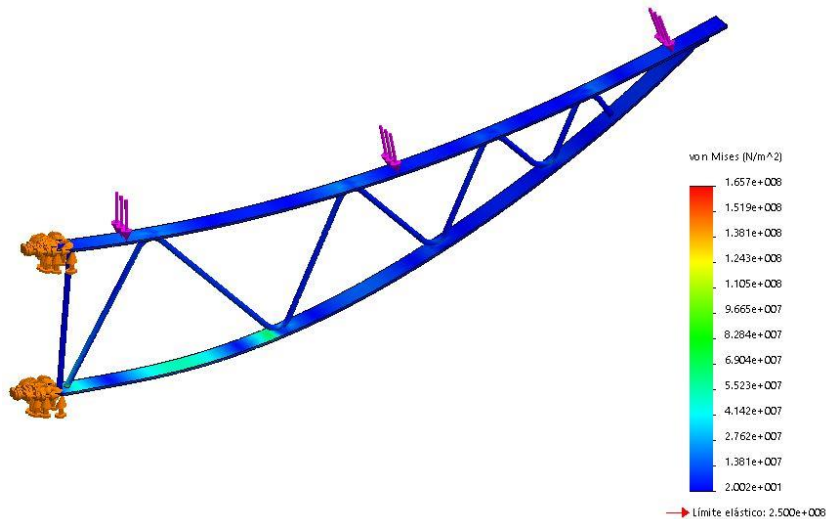


Figura 3.18 Análisis estático de la estructura de soporte

3.7 Materiales y Costos

Para tener un criterio de la factibilidad del proyecto se realiza una cotización tanto de materiales como de mano de obra calificada, por ello el diseño ha sido concebido, de tal manera, que sea posible conseguir todos los componentes en el mercado local, en su mayoría son materiales de metalmecánica con disponibilidad de adquirirlos en ferreterías o demás lugares comerciales dentro de la ciudad de Guayaquil. La construcción del diseño se define en 4 partes principales, a saber:

- 1: Sistema de soporte y movimiento
- 2: Soporte del paraboloides
- 3: Colector solar
- 4: Motor Stirling

Para la primera parte son necesarios varias platinas, un tubo rectangular, un tubo redondo de diámetro 60mm cédula 40, un espárrago M16 con el cual se realizará el movimiento del paraboloides correspondiente al seguidor solar y una platina rolada que será el soporte de la estructura del paraboloides.

El soporte del paraboloides es una estructura hecha por platinas de 1 1/2"X1/4" y una varilla redonda doblada en zigzag para darle mayor rigidez a la estructura, de esta

manera se puede garantizar estabilidad del diseño donde se colocará el colector solar, elaborado de planchas triangulares roladas en forma de parábola.

Finalmente, para la construcción motor Stirling, el conjunto mecánico de mayor complejidad del proyecto donde se tienen varios elementos, se destacan mayormente: el receptor solar las placas de soporte, el cigüeñal, las bielas y los pistones desplazador y de potencia, los cuales dentro de la camisa del motor realizan la expansión y contracción del gas de trabajo generando potencia.

A continuación, se presentan tablas al detalle de todos los elementos y sus respectivos costos en el mercado local, junto con el costo de la mano de obra por la realización de estos sistemas.

Tabla 3.10 Costos de los elementos del sistema de soporte

| N.º DE ELEMENTO | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD (mm) | VALOR UNITARIO | VALOR TOTAL |
|------------------------|---------------------------------|----------------------|-----------------------|--------------------|
| 1 | PLATINA 2"X1/4" | 1950 | \$15,12 | \$5,00 |
| 2 | PLATINA 2"X3/8" | 480 | \$28,50 | \$4,00 |
| 3 | TUBO DIAM 60X4 | 1000 | \$31,43 | \$8,00 |
| 4 | PLATINA 1 1/2"X1/4" | 1056 | \$12,63 | \$8,00 |
| 5 | PERNO M16 | 1 | \$0,50 | \$0,50 |
| 6 | TUBO 7/8" X 2MM | 100 | \$12,00 | \$1,00 |
| 7 | ESPÁRRAGO M16 | 400 | \$20,00 | \$3,00 |
| 8 | PLATINA 1"X1/4" | 100 | \$8,93 | \$1,00 |
| 9 | TUBO RECTANGULAR 2"X1 1/2" | 600 | \$20,00 | \$4,00 |
| | Total, material: | | | \$34,50 |
| | Mano de obra: | | | \$60,00 |
| | Total, material y mano de obra: | | | \$94,50 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Tabla 3.11 Costos de los elementos del paraboloide

| N.º DE ELEMENTO | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD (MM) | FRACCIÓN DE (6M) | VALOR UNITARIO | VALOR TOTAL |
|------------------------|---------------------------------|----------------------|-------------------------|-----------------------|--------------------|
| 1 | TUBO 1" | 7693 | 1,28 | \$12,00 | \$15,39 |
| 2 | PLATINA 1 1/2"X1/4" | 15120 | 2,52 | \$12,63 | \$31,83 |
| 3 | PLATINA 1 1/2"X1/4" | 15732 | 2,62 | \$12,63 | \$33,12 |
| 4 | VARILLA DIAM 8mm | 18588 | 3,10 | \$4,00 | \$12,39 |
| 5 | PLACA DIAM 180X10 | 2 UND | 2 | \$3,00 | \$6,00 |
| 6 | PLANCHA DE ALUMINIO | 3 | 3 | 19,58 | \$58,74 |
| | Total, material: | | | | \$157,46 |
| | Total, mano de obra: | | | | \$200,00 |
| | Total, material y mano de obra: | | | | \$357,46 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Tabla 3.12 Costos de los elementos del motor Stirling

| N.º DE ELEMENTO | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD | VALOR UNITARIO | VALOR TOTAL |
|------------------------|---------------------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
| 1 | EJE DESPLAZADOR | 1 | \$4,00 | \$4,00 |
| 2 | CAMISA DEL MOTOR | 1 | \$10,00 | \$10,00 |
| 3 | PISTON DE POTENCIA | 1 | \$8,00 | \$8,00 |
| 4 | PISTON DESPLAZADOR | 1 | \$5,00 | \$5,00 |
| 5 | PASADORES | 3 | \$0,50 | \$1,50 |
| 6 | CIGÜEÑAL | 1 | \$30,00 | \$30,00 |
| 7 | BRIDA RECEPTOR SOLAR | 1 | \$8,00 | \$8,00 |
| 8 | RECPETOR SOLAR | 1 | \$12,00 | \$12,00 |
| 9 | EMPAQUE | 1 | \$2,00 | \$2,00 |
| 10 | PERNOS M8 | 8 | \$0,20 | \$1,60 |
| 11 | TUERCAS M8 | 8 | \$0,05 | \$0,40 |
| 12 | PLACA CAMISA | 1 | \$5,00 | \$5,00 |
| 13 | PLACA 1 | 1 | \$5,00 | \$5,00 |
| 14 | PLACA 2 | 2 | \$5,00 | \$10,00 |
| 15 | PLACA 3 | 1 | \$5,00 | \$5,00 |
| 16 | PERNO M6 PARA LLAVE ALLEN | 12 | \$0,20 | \$2,40 |
| 17 | BIELA DESPLAZADOR | 1 | \$4,00 | \$4,00 |
| 18 | CABEZA DE BIELA | 6 | \$1,00 | \$6,00 |
| 19 | PERNO 1/8" | 6 | \$0,20 | \$1,20 |
| 20 | TUERCA 1/8" | 6 | \$0,05 | \$0,30 |
| 21 | BIELA PISTON | 2 | \$4,00 | \$8,00 |
| 22 | RODAMIENTO 6001 | 2 | \$2,35 | \$4,70 |
| 23 | BASE ALTERNADOR | 1 | \$4,00 | \$4,00 |
| 24 | ALTERNADOR | 1 | \$75,00 | \$75,00 |
| 25 | VOLANTE | 1 | \$5,00 | \$5,00 |
| 26 | SOPORTE DE MOTOR | 3 | \$1,00 | \$3,00 |
| 27 | PERNO 1/4"X3" | 3 | \$0,50 | \$1,50 |
| 28 | TUERCA 1/4" | 3 | \$0,05 | \$0,15 |
| 29 | POLEA AL CIGÜEÑAL | 1 | \$10,00 | \$10,00 |
| 30 | POLEA PARA ALTERNADOR | 1 | \$20,00 | \$20,00 |
| 31 | BANDA ALTERNADOR | 1 | \$3,00 | \$3,00 |
| 32 | ACOPLE RÁPIDO | 1 | \$10,00 | \$10,00 |
| | Total, material y mano de obra: | | | \$265,75 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Los resultados del análisis térmico obtenido en el capítulo 3 muestran la caracterización de los parámetros principales para el funcionamiento del motor Stirling. En primer lugar, las temperaturas alcanzadas en las cámaras de expansión y compresión permiten que se desarrolle trabajo sobre el pistón que se transmite al mecanismo en forma de movimiento y desarrolla la potencia requerida; en la Figura 3.6 se observa que dicha distribución de temperatura puede considerarse la misma en toda la cámara por tener una baja variación, en consecuencia, el trabajo real simulado que se muestra en la figura resulta a partir de considerar procesos isentrópicos en expansión y compresión. La diferencia entre la gráfica real y la simulada mostrada en la Figura 3.8, se deriva de no existir realmente un proceso isométrico (a volumen constante) cuando se eleva y disminuye la presión dentro del motor al calentarse y enfriarse el gas; por lo tanto, una manera de acercar más el trabajo real al ideal es reducir la variación del volumen en esas etapas que se consigue de reducir la relación r/l .

Luego, en las curvas que se muestran de la Figura 3.11 los trabajos de cada cámara se suman para entregar el trabajo neto que se realiza en una revolución del cigüeñal. El trabajo neto es influenciado por diversos factores del motor Stirling, siendo los más importantes el material que se seleccione para cada etapa del proceso de obtención de energía. Un material de mayor reflectividad en el paraboloide reduce la pérdida obtenida de la radiación que llega al disco e impide que se necesite una mayor dimensión del paraboloide; el material que se disponga para la pared interior de la placa del receptor solar reducirá los volúmenes muertos de expansión que aumentará el trabajo termodinámico (Barreto & Canhoto, 2017); la pérdida de energía debida al rozamiento del pistón con el cilindro se reduce si los materiales son auto lubricantes.

Por otro lado, el uso de aletas es indispensable para mantener la temperatura baja de la cámara de compresión; en su lugar, podría utilizarse convección forzada que disipe el calor del cilindro, sin embargo, se sacrifica la potencia obtenida al final del proceso.

Además, si se agrega un cobertor reflector, se impide que el cilindro se caliente por la radiación proveniente del disco parabólico y se consigue mayor estabilización de la temperatura en su interior.

El Helio es el gas utilizado en el presente proyecto, puesto que su capacidad calorífica es la más indicada para la cantidad de energía radiante que llega al receptor; si se utilizara aire o Nitrógeno, se debería diseñar un disco parabólico de una mayor dimensión. El Nitrógeno también presenta características idóneas para el motor, sin embargo, tiene mayor precio en el mercado y el Helio sigue resultando conveniente para el dimensionamiento del motor.

El diseño mecánico de los elementos del motor Stirling se encuentran dentro de los parámetros de seguridad recomendado por las normativas técnicas internacionales vigentes. Su peso es relativamente bajo, por lo cual su peso y su inercia no representan un gran inconveniente para la resistencia de los materiales seleccionados. Los pasadores frecuentemente son de acero endurecido para motores de combustión interna, pero para el diseño del presente proyecto basta con el acero comercial ASTM A36. Los pernos seleccionados tienen un diámetro de 5 mm, que resulta suficiente para soportar las cargas alternantes generadas en el Stirling. Lo mismo puede decirse de los demás materiales de todo el mecanismo, debido a sus pequeñas dimensiones no es necesario fabricarlos de materiales especiales.

Contrastando el proyecto con diversas investigaciones y otros proyectos, los resultados son los esperados de acuerdo con la bibliografía revisada; lo cual representa un indicio que corrobora la veracidad de los datos y el correcto dimensionamiento. Además, el precio sugerido por la cotización señalada en la sección 6 del capítulo 3, lo hace comparable con la tecnología solar térmica alternativa que se prefiere utilizar en la actualidad como paneles solares fotovoltaicos o colectores solares planos.

Para la construcción del motor Stirling se sugiere que se tome especial atención al diámetro del pistón de potencia, el cual debe deslizar en el cilindro del motor, adicional a eso se deben respetar las tolerancias de diseño para evitar fugas o atascamientos por dilatación térmica.

4.1 Conclusiones

Los diseños térmico y mecánico del motor Stirling son óptimos para las condiciones climatológicas del país como la radiación diaria de los meses septiembre, octubre y noviembre, según lo indican los resultados de las simulaciones y cálculos realizados.

El diámetro necesario del disco parabólico para la obtención de al menos 500W de potencia es de 2,5 m utilizando Helio como fluido de trabajo y un diámetro de 60 mm en el cilindro del motor Stirling.

Las pérdidas de energía en el motor Stirling se deben principalmente al ciclo termodinámico real del motor que alcanza un 26% de eficiencia.

El costo total de la fabricación del equipo es \$767.72 considerando los precios de todos sus elementos en la industria nacional y el costo de la mano de obra por cada actividad a realizar en su elaboración.

4.2 Recomendaciones

Dada la viabilidad y funcionalidad del diseño se recomienda continuar con el proyecto y construir el Disco Stirling con el fin de desarrollar la tecnología solar térmica en el país y fomentar el uso de energías renovables como medios alternativos para reducir el impacto ambiental, disminuir la dependencia de los combustibles fósiles y mejorar la economía global y nacional. Un prototipo del motor Stirling podría fabricarse con materiales de otros equipos en desuso como la estructura de antenas de paraboloide ubicadas en el área de Tecnologías de la ESPOL.

Se sugiere que se sigan mejorando los siguientes aspectos en el diseño para obtener una mayor eficiencia:

La relación biela-manivela r/l que varía la relación de compresión y además acerca el ciclo termodinámico real al ciclo Stirling ideal.

Estudiar la fricción existente entre el pistón de potencia y el cilindro del motor mediante mejores materiales o un sistema de lubricación automático.

Evitar la pérdida del fluido de trabajo (gas) en posibles fugas que se puedan presentar en el motor Stirling, especialmente en la holgura del pistón de potencia con el cilindro.

Investigar mejores materiales aislantes en el receptor solar que disminuyan las pérdidas de calor, principalmente por convección.

Desarrollar el sistema de seguimiento solar para controlar que la dirección del disco siempre se dirija paralelamente a los rayos solares.

BIBLIOGRAFIA

1. Albarracín, & Guevara. (2017).
2. Al-Dafaie, A. M., Dahdolan, M.-E., & Al-Nimr, M. A. (2016). Utilizing the heat rejected from a solar dish Stirling engine in potable water production. *Solar Energy*, 317 - 326.
3. Al-Dafaie, A. M., Dahdolan, M.-E., & Al-Nimr, M. A. (2016). Utilizing the heat rejected from a solar dish Stirling engine in potable water production. *Solar Energy*, 317-326.
4. Barreto, G., & Canhoto, P. (2017). Modelling of a Stirling engine with parabolic dish for thermal to electric conversion of solar energy. *Energy Conversion and Management*, 119 - 135.
5. Barreto, G., & Canhoto, P. (2017). Modelling of a Stirling engine with parabolic dish for thermal to electric conversion of solar energy. *Energy Conversion and Management*, 126.
6. Battery and Energy Technologies. (s.f.). The Stirling Engine. Obtenido de Electropaedia: http://www.mpoweruk.com/stirling_engine.htm
7. Bohorquez, A. (2013). Solar Thermal Energy. Obtenido de Banco Interamericano de Desarrollo: <https://publications.iadb.org/bitstream/handle/11319/4252/Solar%20Thermal%20Energy%20ENG%20final.pdf?sequence=1>
8. Cengel, Y. A. (2012). *Termodinámica*. The McGraw-Hill.
9. CONELEC. (2008).
10. DSITAL. (30 de junio de 2017). Discos parabólicos. Obtenido de <http://www.psa.es/es/instalaciones/discos/distal2.php>
11. Duffie, J. A., & Beckam, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes* (4th ed.). New Jersey: WILEY.
12. eia. (14 de Diciembre de 2016). Solar explained. Obtenido de U.S. Energy Information Administration: https://www.eia.gov/energyexplained/index.cfm?page=solar_home
13. Energías. (30 de Junio de 2017). Energías renovables.
14. eSolar, ABENGOA SOLAR, acciona Energy. (2008). Solar Thermal Energy an Industrial Report. Obtenido de solar-thermal.com: http://www.solar-thermal.com/solar_vs_pv.html

15. Ferreira, A., Nunes, M., Teixeira, J., & Martins, L. (2016). Thermodynamic and economic optimization of a solar-powered Stirling engine for micro-cogeneration purposes. *Energy*, 1-16.
16. Kaliakatsos, D., Cucumo, M., Ferraro, V., Mele, M., Cucumo, S., & Miele, A. (2015). Performance of Dish-Stirling CSP system with dislocated engine. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*.
17. Meher, C., Yves, G., & Jompob, W. (2015). Solar radiation mapping using sunshine duration-based models and interpolation techniques: Application to Tunisia. *Energy Conversion and Management*, 203-215.
18. Monne´, C., Bravo, Y., Moreno, F., & Muñoz, M. (2014). Analysis of a solar dish–Stirling system with hybridization and thermal storage. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*.
19. Moore, D. F. (1981). *Thermodynamic Principles of Energy Degrading*. London: Macmillan Education UK.
20. NASA. (Enero de 1983). *Stirling Engine Design Manual*. Obtenido de NASA Technical Reports Server: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19830022057.pdf>
21. Norton, R. (2011). *Diseño de Máquinas*. México: Pearson.
22. Norton, R. (s.f.). *Diseño de Maquinaria*. México: Mc Graw Hill.
23. NTN. (2015).
24. Sara, J. (2016). *Desarrollo de un sistema de conversión de energía eléctrica*. Madrid.
25. VARINIA.ES. (30 de Junio de 2017). *Energías Renovables*. Obtenido de <http://varinia.es/blog/category/energias-renovables/>

APÉNDICES

APÉNDICE A

MAPA SOLAR

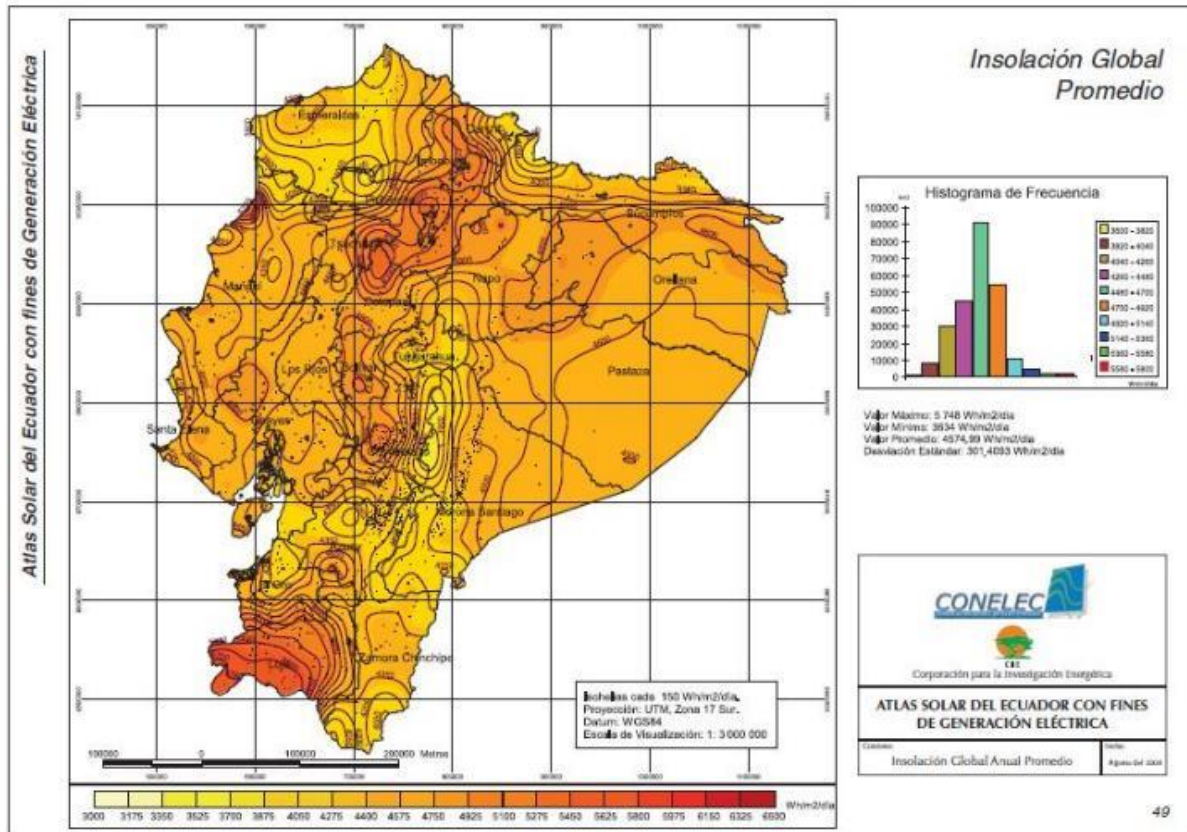


Figura 1. Insolación global promedio

Fuente: (CONELC, 2008)

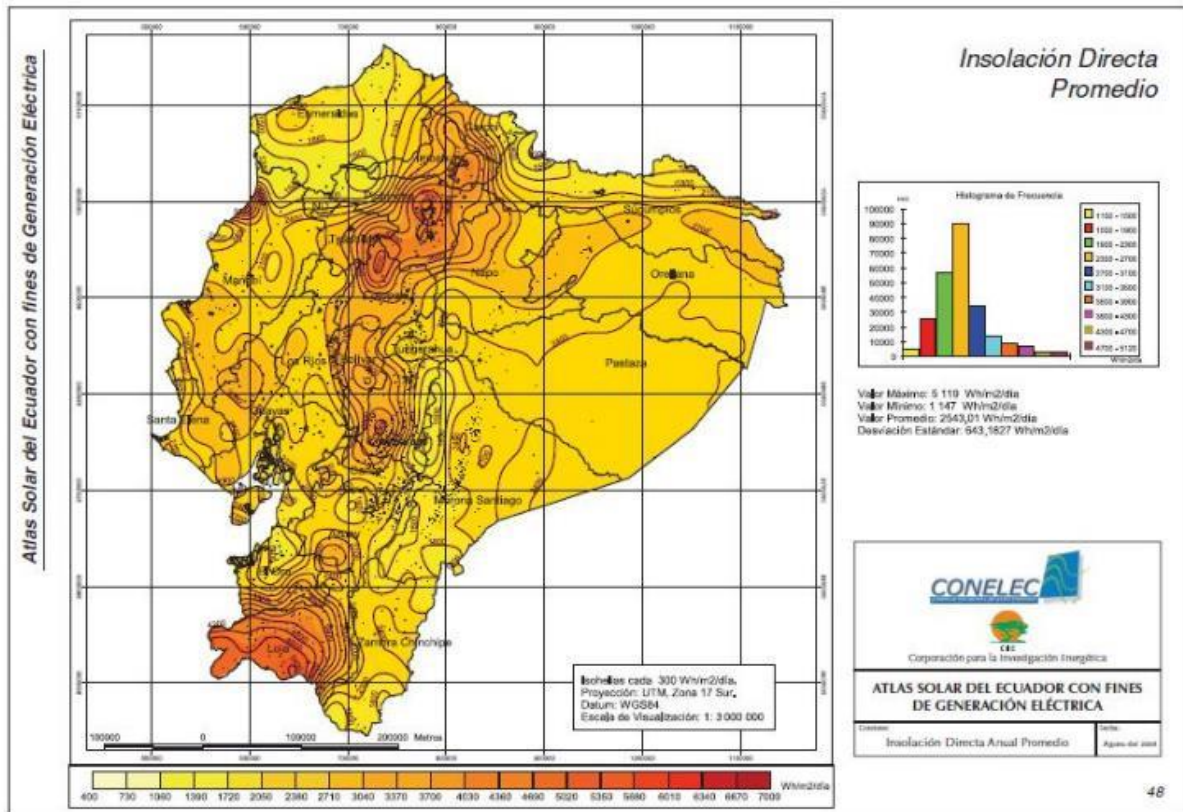


Figura 2. Insolación directa promedio

Fuente: (CONELEC, 2008)

APÉNDICE B

CÁLCULOS Y ECUACIONES

1. DISEÑO DE ALETAS

Mediante la Ec. 1 se calcula la tasa de transferencia de calor de las aletas diseñadas.

$$q_t = hA_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \theta_b \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde:

h : Coeficiente de convección

A_t : Área total

A_f : Área de una aleta

N : Número de aletas

η_f : Eficiencia de la aleta

θ_b : Diferencia de temperatura cilindro – ambiente

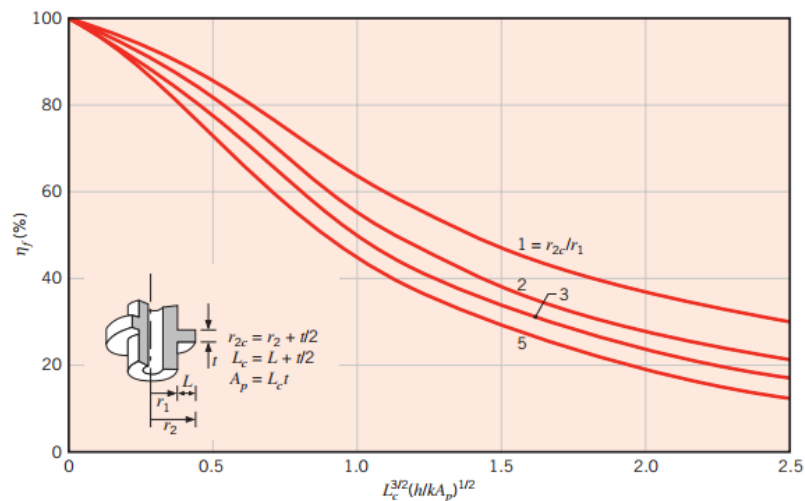


Figura 3. Eficiencia de aletas anulares

Fuente: INCROPERA

Las propiedades respectivas del material se encuentran en la Tabla 1 y el valor de la eficiencia se lo toma de la Figura 3 que muestra las curvas de eficiencia correspondientes a un perfil rectangular de aletas circulares.

Tabla 1. Dimensiones de las aletas

| Parámetro | Valor |
|-----------------------|---------|
| h (w/m ²) | 20 |
| r1 (mm) | 32,5 |
| L (mm) | 50 |
| r2 (mm) | 82,5 |
| t(mm) | 1,5 |
| N | 14 |
| H (mm) | 50 |
| nf | 0,950 |
| qt (w) | 1987,27 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

2. DISEÑO DE PERNOS DE PLACA DEL RECEPTOR

En la tabla 2 se muestran los grados de pernos disponibles con sus respectivas resistencias de prueba, mínima de fluencia y mínima de tensión.

Tabla 2. Grados de resistencia de diferentes pernos

| GRADO DE RESISTENCIA | INTERVALO DIÁMETRO | RESISTENCIA DE PRUEBA (MPA) | RESISTENCIA MÍNIMA DE FLUENCIA (MPA) | RESISTENCIA ÚLTIMA DE TENSIÓN (MPA) |
|----------------------|--------------------|-----------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|
| 8,8 | 3-36 | 600 | 660 | 830 |
| 9,8 | 1,6-16 | 650 | 720 | 900 |
| 10,9 | 5-36 | 830 | 940 | 1040 |
| 12,9 | 1,6-36 | 970 | 1100 | 1220 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

En la tabla 3 se enlistan los diámetros del perno con sus respectivas geometrías, características como el diámetro interno, área de la sección roscada y no roscada, área de la arandela y diámetro de la arandela.

Tabla 3. Dimensiones de pernos

| DIÁMETRO PERNO | PASO (mm) | DIÁMETRO MENOR (mm) | At (mm ²) | DIÁMETRO ARANDELA (mm) | Af arandela (mm ²) |
|----------------|-----------|---------------------|-----------------------|------------------------|--------------------------------|
| 5 | 0,8 | 4,02 | 14,18 | 10 | 58,875 |
| 6 | 1 | 4,77 | 20,12 | 12 | 84,78 |
| 8 | 1,25 | 6,47 | 36,61 | 16 | 150,72 |
| 10 | 1,5 | 8,16 | 57,99 | 20 | 235,5 |
| 12 | 1,75 | 9,85 | 84,27 | 24 | 339,12 |
| 14 | 2 | 11,55 | 115,44 | 28 | 461,58 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

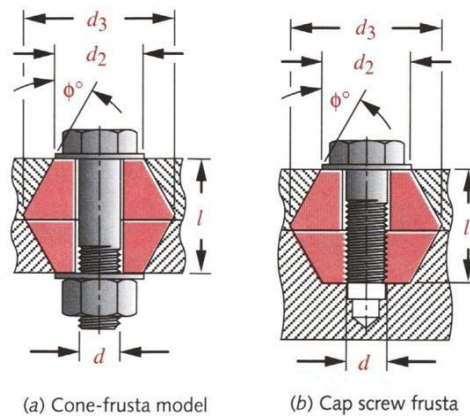


Figura 4. Dimensiones de perno y junta

Fuente: (Norton, Diseño de Máquinas, 2011)

A las fuerzas máximas y mínimas se le suma la precarga inicial provocada por el apriete de los pernos, seguido, se calculan los esfuerzos alternantes y medios según las ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2A_t} \quad (Ec. 2)$$

$$\sigma_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2A_t} \quad (Ec. 3)$$

Una vez obtenidos los esfuerzos, se calcula el límite de resistencia a la fatiga mediante la ecuación 4 que resulta de modelar el perno como un eje en tensión. Para determinar los factores se establece que, la carga es de tensión, la superficie es maquinada, la temperatura de temple es del ambiente, y la confiabilidad 99,99%. En la Tabla 4 se muestra los valores obtenidos de cada factor y el límite a la resistencia calculado.

$$Se = C_{carga} C_{tam} C_{supf} C_{temp} C_{conf} Se' \quad (Ec. 4)$$

Donde:

C_{carga} : Factor de carga

C_{tam} : Factor de tamaño

C_{supf} : Factor de superficie

C_{temp} : Factor de temperatura

C_{conf} : Factor de confiabilidad

Se' : Límite de resistencia a la fatiga estimado

Tabla 4. Factores de corrección

| | |
|-----------------|-----------|
| Se' | 415 |
| C_load | 0,7 |
| C_size | 1 |
| C_surf | 0,74 |
| C_temp | 1 |
| C_reliab | 0,702 |
| Se | 150,90894 |

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Una vez obtenido el límite de resistencia a la fatiga, se calcula el factor de seguridad a la fatiga que se indica en la ecuación 5.

$$N_f = \frac{Se(Sut - \sigma_i)}{Se(\sigma_m - \sigma_i) + Sut + \sigma_a} \quad (Ec. 5)$$

Donde:

Se: Límite de resistencia a la fatiga

Sut: Resistencia última de tensión

σ_i : Esfuerzo mínimo

σ_a : Esfuerzo normal alternante

σ_m : Esfuerzo normal medio

3. DISEÑO DE SOLDADURA

Las ecuaciones de diseño muestran el factor de corte, el esfuerzo alternante y el esfuerzo medio, respectivamente. Mediante la ecuación mostrada se calcula el factor de seguridad del criterio de Goodman.

$$f_s = \frac{\Delta F}{\pi d} \quad (Ec. 6)$$

$$\tau_a = \frac{f_s}{t} \quad (Ec. 7)$$

$$\tau_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2\pi wd} \quad (Ec. 8)$$

$$\frac{\tau_a}{S_{ers}} + \frac{\tau_m}{S_{sy}} = \frac{1}{n} \quad (Ec. 9)$$

4. DISEÑO DE PASADORES

En las ecuaciones mostradas se determinan los esfuerzos alternantes y medios para aplastamiento y corte, seguido de las ecuaciones que determinan los factores de seguridad correspondientes.

$$F_{max} = F_g \quad (Ec. 1.10)$$

$$F_{mín} = -M_B r w^2 \left(\frac{r}{l} + \frac{l}{8r} \right) \quad (Ec. 11)$$

Esfuerzos de corte

$$\tau_{sa} = \frac{2(F_{max} - F_{mín})}{\pi d^2} \quad (Ec. 12)$$

$$\tau_{sm} = \frac{2(F_{max} + F_{mín})}{\pi d^2} \quad (Ec. 13)$$

Esfuerzos de aplastamiento

$$\sigma_{Aa} = \frac{(F_{max} - F_{mín})}{2ed} \quad (Ec. 14)$$

$$\sigma_{Am} = \frac{(F_{max} + F_{mín})}{2ed} \quad (Ec. 15)$$

Factores de seguridad

$$\frac{\sqrt{3}\tau_{sa}}{Se} + \frac{\sqrt{3}\tau_{sm}}{Ssy} = \frac{1}{n_s} \quad (Ec. 16)$$

$$\frac{\sigma_{Aa}}{Se} + \frac{\sigma_{Am}}{Sy} = \frac{1}{n_A} \quad (Ec. 17)$$

5. DISEÑO DE PERNOS DE PROTECTOR METÁLICO

Las ecuaciones mostradas describen dichos esfuerzos. La fuerza mínima de sacudimiento es la señalada en la ecuación, y la fuerza máxima se muestra en la ecuación:

$$F_{máx} = M_B r w^2 \left(1 + \frac{r}{l} \right) \quad (Ec. 18)$$

6. DISEÑO DE VOLANTE DE INERCIA

La ecuación 19 muestra el cálculo de la inercia requerida para la velocidad nominal del motor, el máximo cambio de energía y el coeficiente de fluctuación de la velocidad angular, que es el límite que se requiere que varíen los RPM del motor para no tener complicaciones en la generación de energía eléctrica. El máximo cambio de energía en el motor se determina integrando la diferencia del torque entregado por el motor y el producido por la carga con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.

$$I_{req} = \frac{\Delta E_{max}}{c_f \bar{\omega}^2} \quad (Ec. 19)$$

Donde:

ΔE_{max} : Variación máxima de energía

c_f : Coeficiente de fluctuación

$\bar{\omega}$: Velocidad nominal del motor

La inercia calculada mediante la ecuación 19 es la que el sistema requiere para la variación escogida de la velocidad angular, sin embargo, el sistema ya consta con inercia debida a sus partes móviles; por lo tanto, mediante la ecuación 20 se determina la inercia del volante a diseñar.

$$I_v = I_{req} - I_{sist} \quad (Ec. 20)$$

APÉNDICE C

GRÁFICOS Y TABLAS

ANÁLISIS RECEPTOR SOLAR

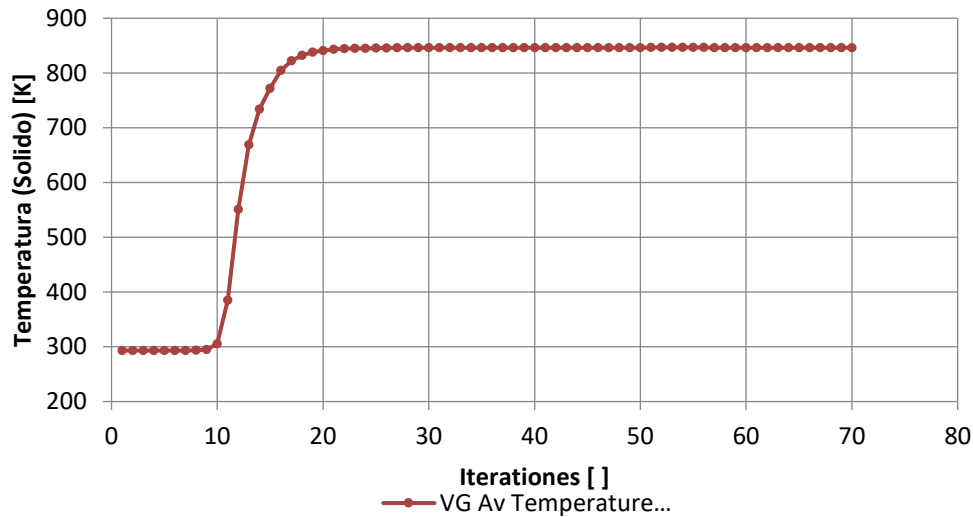


Figura 5. Curva temperatura del receptor solar vs Iteraciones

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

Tabla 5. Selección de rodamientos catálogo NTN

d 10 ~ 20mm

| d | Dimensiones principales | | | Capacidades básicas de carga | | | | Factor | Velocidades límites | | | | Números de rodamientos | | | | | |
|----|-------------------------|----|--------------------------------|------------------------------|-----------------|----------------|-----------------|----------------|---------------------|--------------|--------|--------|-------------------------------|-------|----------|---------|----------|-----|
| | mm | | | kN | | kgf | | | r.p.m. | | | | con sello con sello con sello | | | | | |
| | D | B | r _{3mm} ¹⁾ | C _r | C _{0r} | C _r | C _{0r} | | grasa | aceite | LLH | LLU | tipo | con | de no | de bajo | de | |
| | | | r _{ns} min | | | | | f ₀ | tipo abierto | tipo abierto | | | abierto | tapas | contacto | torque | contacto | |
| 10 | 15 | 3 | 0.1 | — | 0.855 | 0.435 | 87 | 44 | 15.7 | 10 000 | 12 000 | — | — | 6700 | — | — | — | — |
| | 19 | 5 | 0.3 | — | 1.83 | 0.925 | 187 | 94 | 14.8 | 32 000 | 38 000 | — | 24 000 | 6800 | ZZ | LLB | — | LLU |
| | 22 | 6 | 0.3 | 0.3 | 2.7 | 1.27 | 275 | 129 | 14.0 | 30 000 | 36 000 | — | 21 000 | 6900 | ZZ | LLB | — | LLU |
| | 26 | 8 | 0.3 | — | 4.55 | 1.96 | 465 | 200 | 12.4 | 29 000 | 34 000 | 25 000 | 21 000 | 6000 | ZZ | LLB | LLH | LLU |
| | 30 | 9 | 0.6 | 0.5 | 5.10 | 2.39 | 520 | 244 | 13.2 | 25 000 | 30 000 | 30 000 | 18 000 | 6200 | ZZ | LLB | LLH | LLU |
| | 35 | 11 | 0.6 | 0.5 | 8.20 | 3.50 | 835 | 355 | 11.4 | 23 000 | 27 000 | 20 000 | 16 000 | 6300 | ZZ | LLB | LLH | LLU |
| 12 | 18 | 4 | 0.2 | — | 0.930 | 0.530 | 95 | 54 | 16.2 | 8 300 | 9 500 | — | — | 6701 | — | LLF | — | — |
| | 21 | 5 | 0.3 | — | 1.92 | 1.04 | 195 | 106 | 15.3 | 29 000 | 35 000 | — | 20 000 | 6801 | ZZ | LLB | — | LLU |
| | 24 | 6 | 0.3 | 0.3 | 2.89 | 1.46 | 295 | 149 | 14.5 | 27 000 | 32 000 | — | 19 000 | 6901 | ZZ | LLB | — | LLU |
| | 28 | 7 | 0.3 | — | 5.10 | 2.39 | 520 | 244 | 13.2 | 26 000 | 30 000 | — | — | 16001 | — | — | — | — |
| | 28 | 8 | 0.3 | — | 5.10 | 2.39 | 520 | 244 | 13.2 | 26 000 | 30 000 | 21 000 | 18 000 | 6001 | ZZ | LLB | LLH | LLU |
| | 32 | 10 | 0.6 | 0.5 | 6.10 | 2.75 | 620 | 280 | 12.7 | 22 000 | 26 000 | 20 000 | 16 000 | 6201 | ZZ | LLB | LLH | LLU |
| 37 | 12 | 1 | 0.5 | 9.70 | 4.20 | 990 | 425 | 11.1 | 20 000 | 24 000 | 19 000 | 15 000 | 6301 | ZZ | LLB | LLH | LLU | |
| 15 | 21 | 4 | 0.2 | — | 0.940 | 0.585 | 96 | 59 | 16.5 | 6 600 | 7 600 | — | — | 6702 | — | LLF | — | — |
| | 24 | 5 | 0.3 | — | 2.08 | 1.26 | 212 | 128 | 15.8 | 26 000 | 31 000 | — | 17 000 | 6802 | ZZ | LLB | — | LLU |
| | 28 | 7 | 0.3 | 0.3 | 3.65 | 2.00 | 375 | 204 | 14.8 | 24 000 | 28 000 | — | 16 000 | 6902 | ZZ | LLB | — | LLU |
| | 32 | 8 | 0.3 | — | 5.60 | 2.83 | 570 | 289 | 13.9 | 22 000 | 26 000 | — | — | 16002 | — | — | — | — |
| | 32 | 9 | 0.3 | 0.3 | 5.60 | 2.83 | 570 | 289 | 13.9 | 22 000 | 26 000 | 18 000 | 15 000 | 6002 | ZZ | LLB | LLH | LLU |
| | 35 | 11 | 0.6 | 0.5 | 7.75 | 3.60 | 790 | 365 | 12.7 | 19 000 | 23 000 | 18 000 | 15 000 | 6202 | ZZ | LLB | LLH | LLU |
| 42 | 13 | 1 | 0.5 | 11.4 | 5.45 | 1 170 | 555 | 12.3 | 17 000 | 21 000 | 15 000 | 12 000 | 6302 | ZZ | LLB | LLH | LLU | |

Fuente: (NTN, 2015)

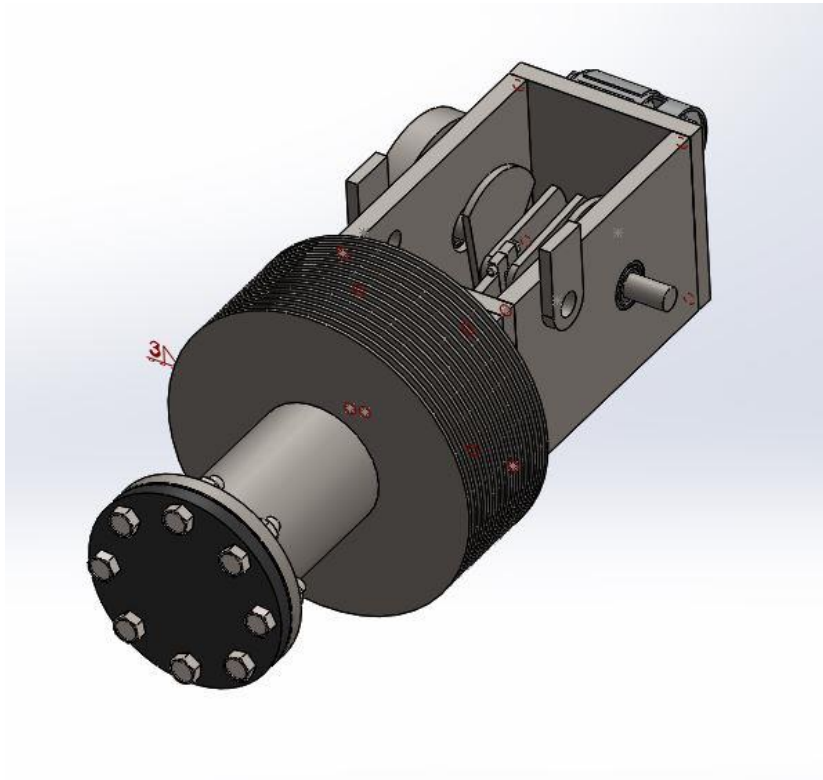


Figura 6. Motor Stirling vista isométrica

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

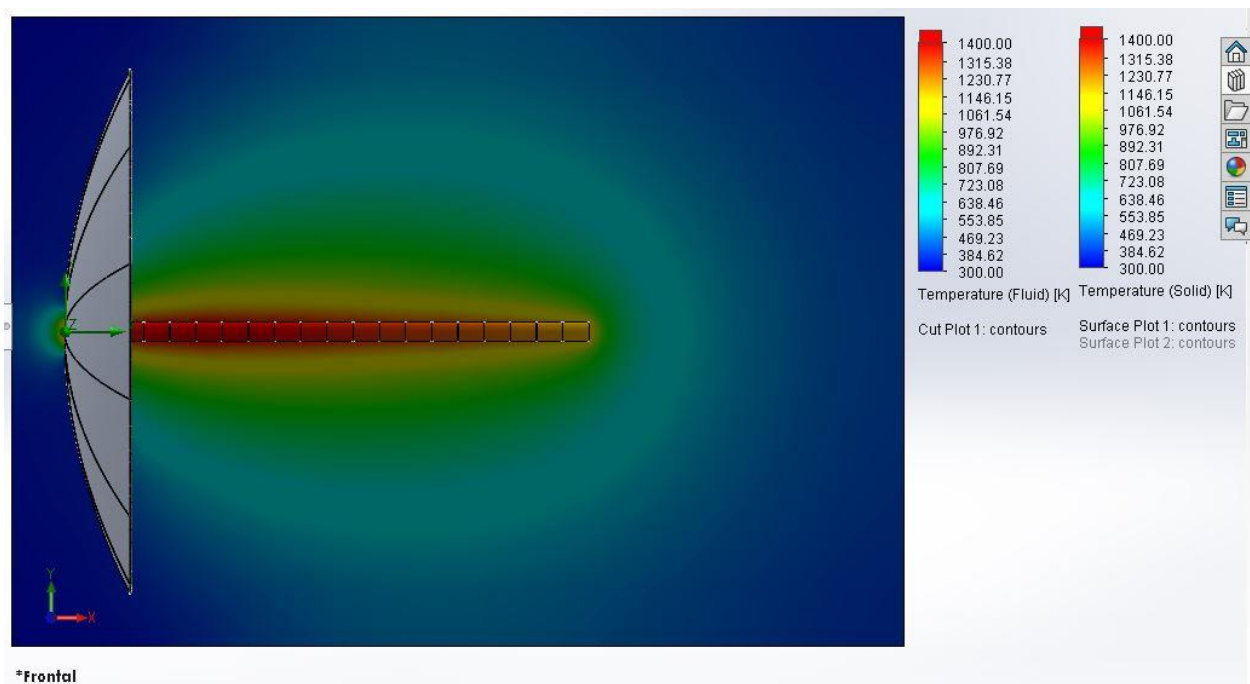


Figura 7. Variación de distancia focal y temperatura

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

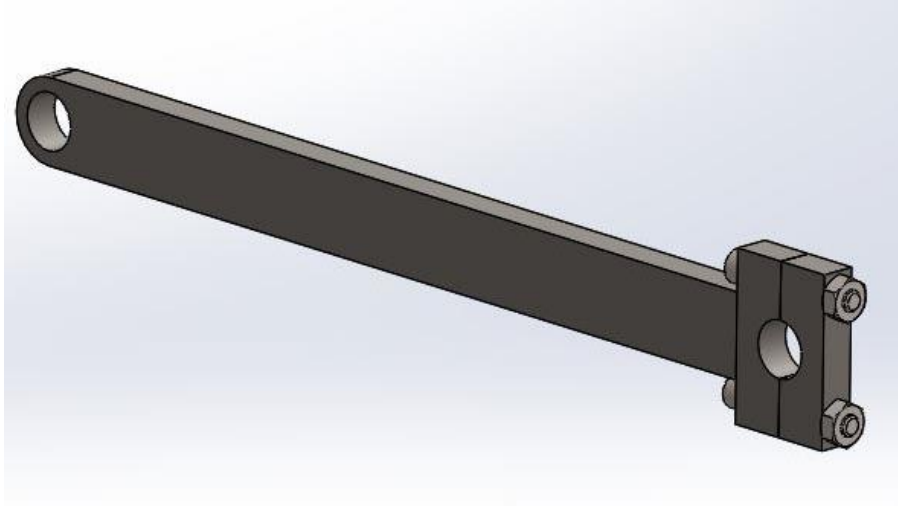


Figura 8. Biela

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

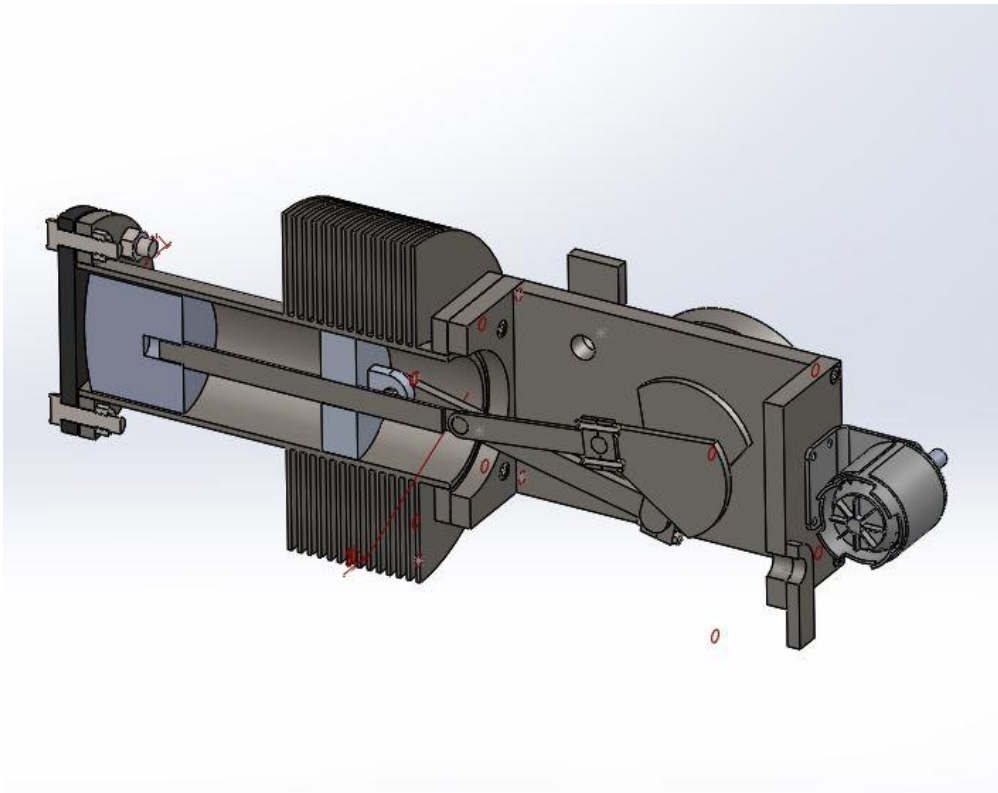


Figura 9. Motor Stirling vista de corte

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

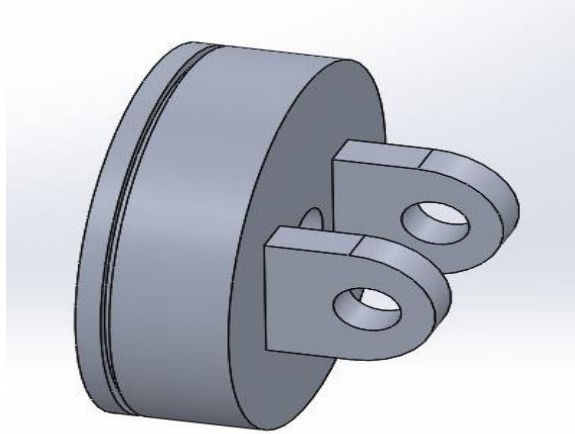


Figura 10. Pistón de potencia

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)



Figura 11. Disco parabólico y motor Stirling. Ensamble completo

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)



Figura 12. Soporte de disco parabólico

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

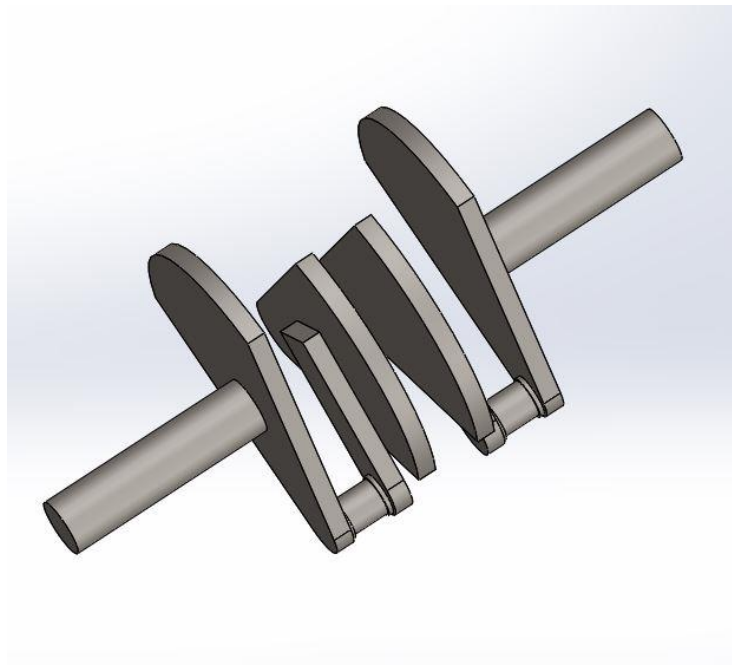


Figura 13. Cigüeñal

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

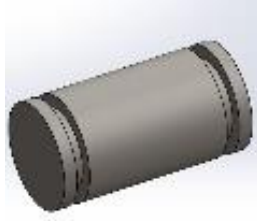


Figura 14. Pasador

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

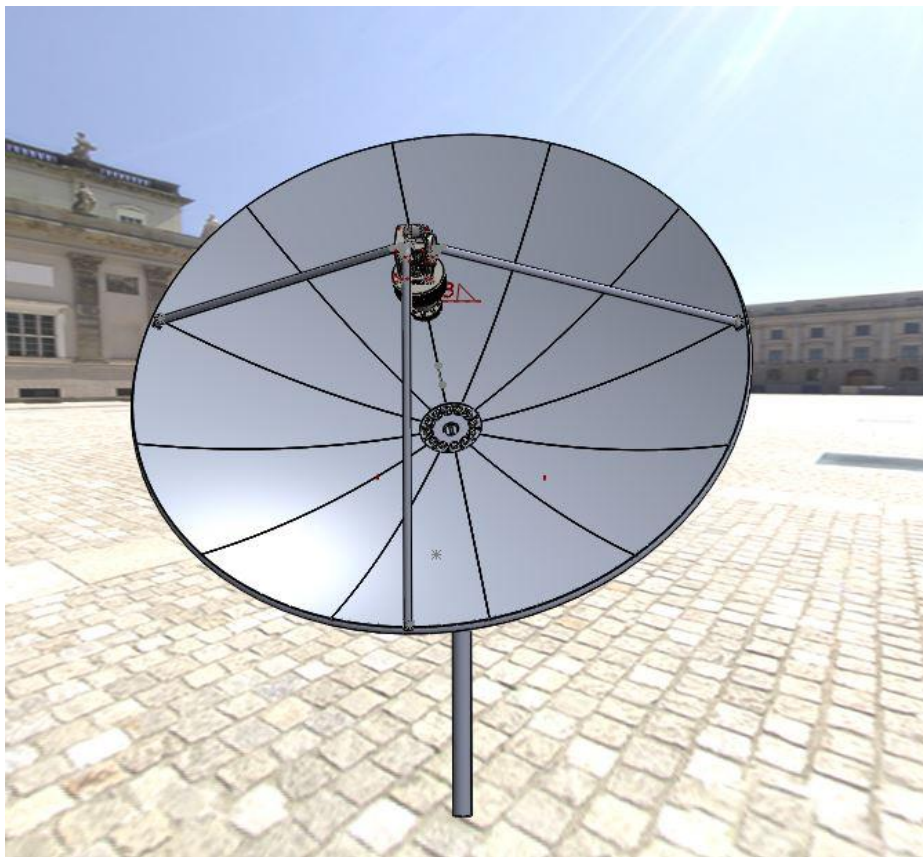


Figura 15. Disco parabólico y motor Stirling. Ensamble completo

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)



Figura 16. Polea acoplada al cigüeñal

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)



Figura 17. Polea acoplada al alternador

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)



Figura 18. Alternador trifásico modelo compacto GC

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

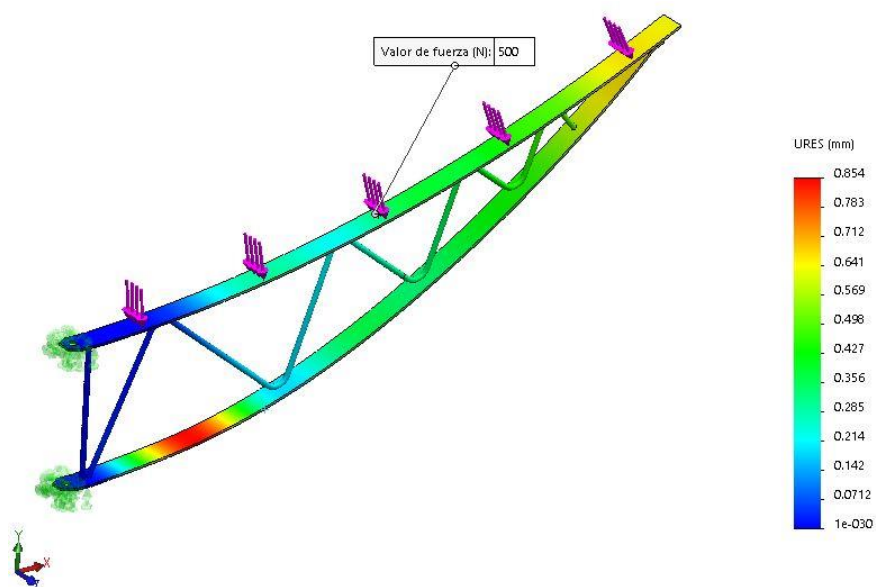


Figura 19. Esfuerzos en el soporte

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

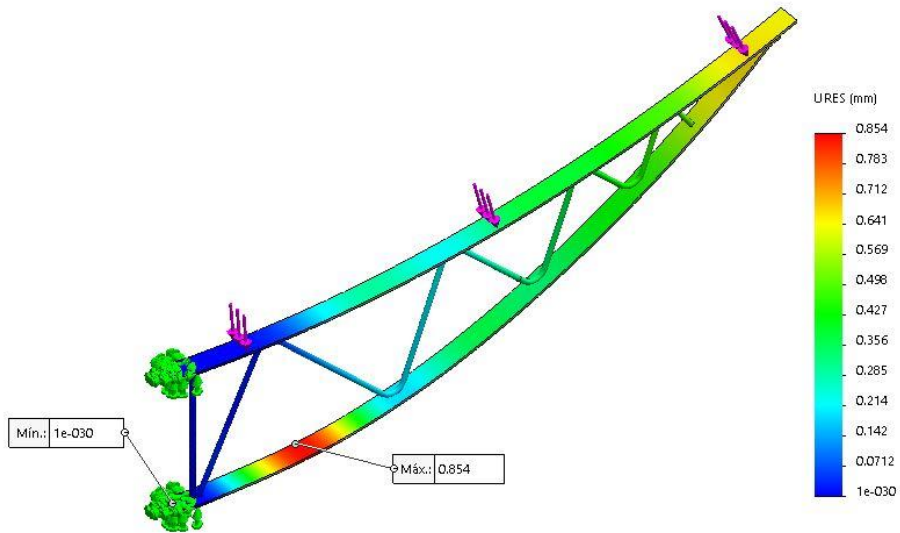


Figura 20. Desplazamientos en el soporte

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

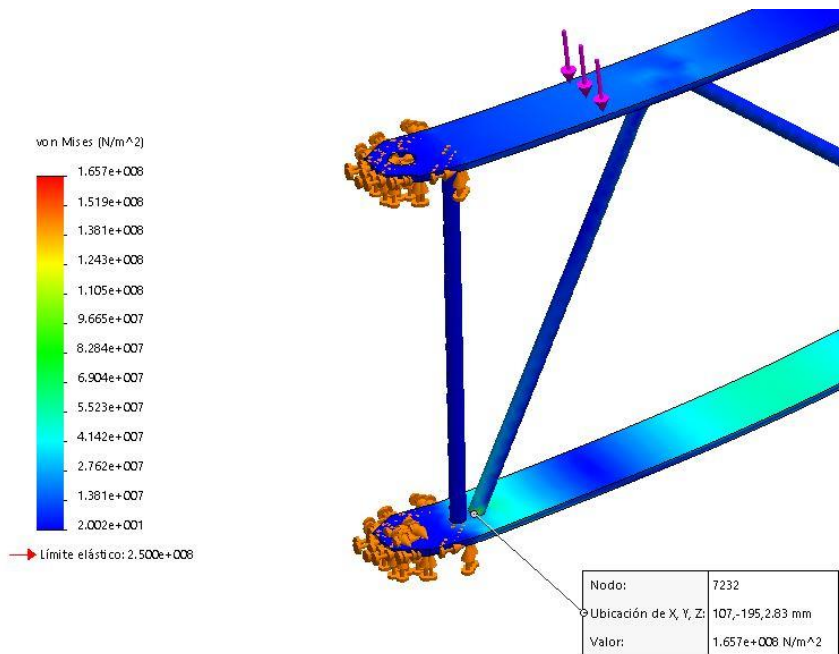


Figura 21. Esfuerzos en la articulación del soporte

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

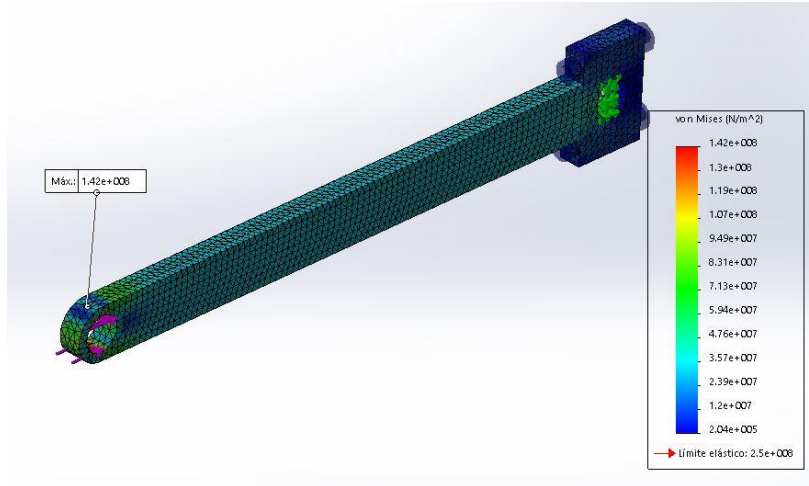


Figura 22. Esfuerzos en la biela del desplazador

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

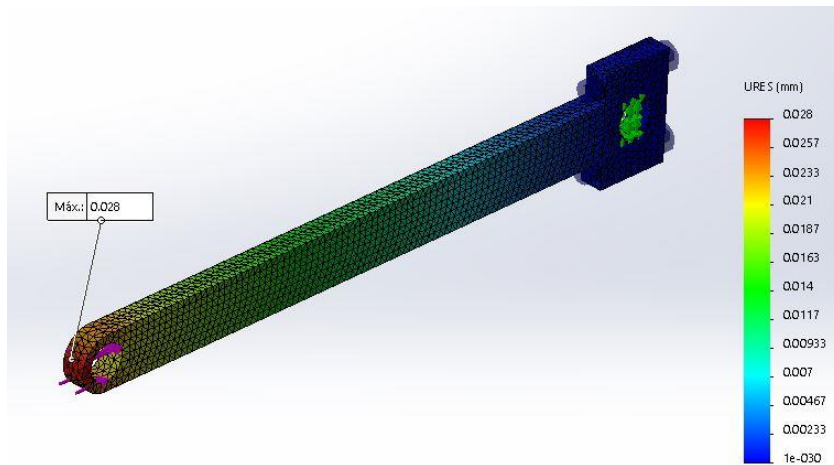


Figura 23. Esfuerzos en la biela del pistón

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

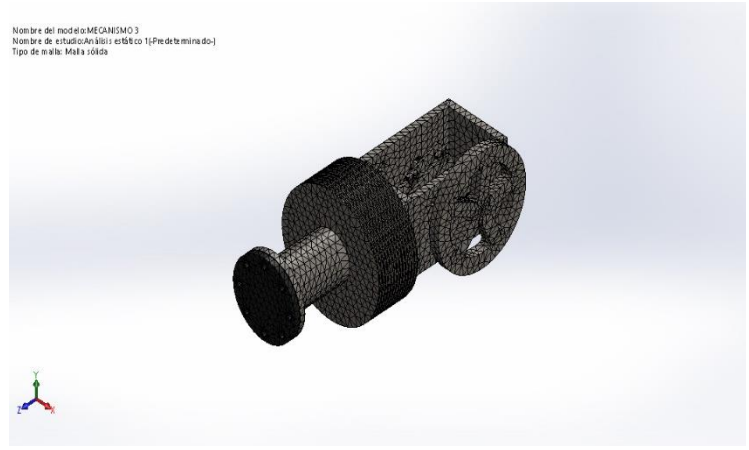


Figura 24. Mallado del motor Stirling

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

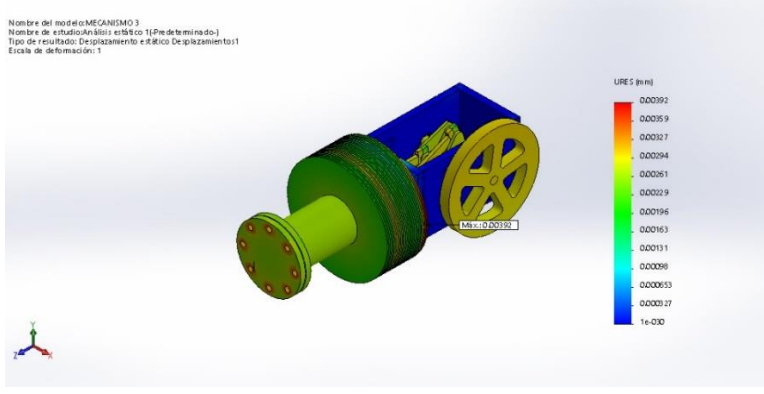


Figura 25. Desplazamientos del motor Stirling

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

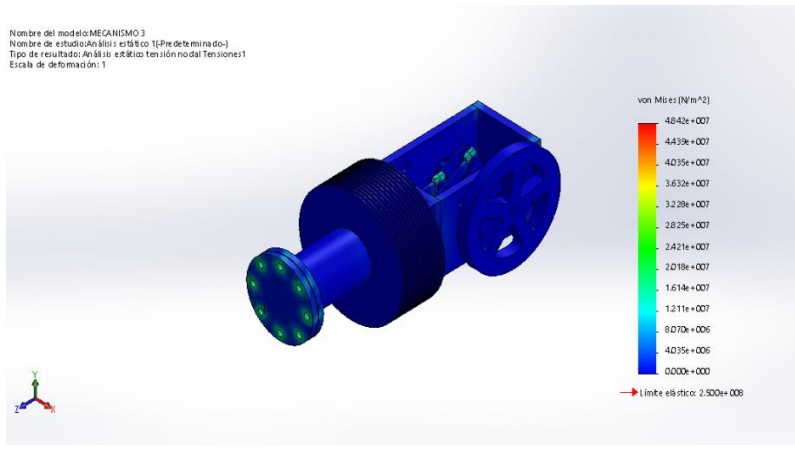
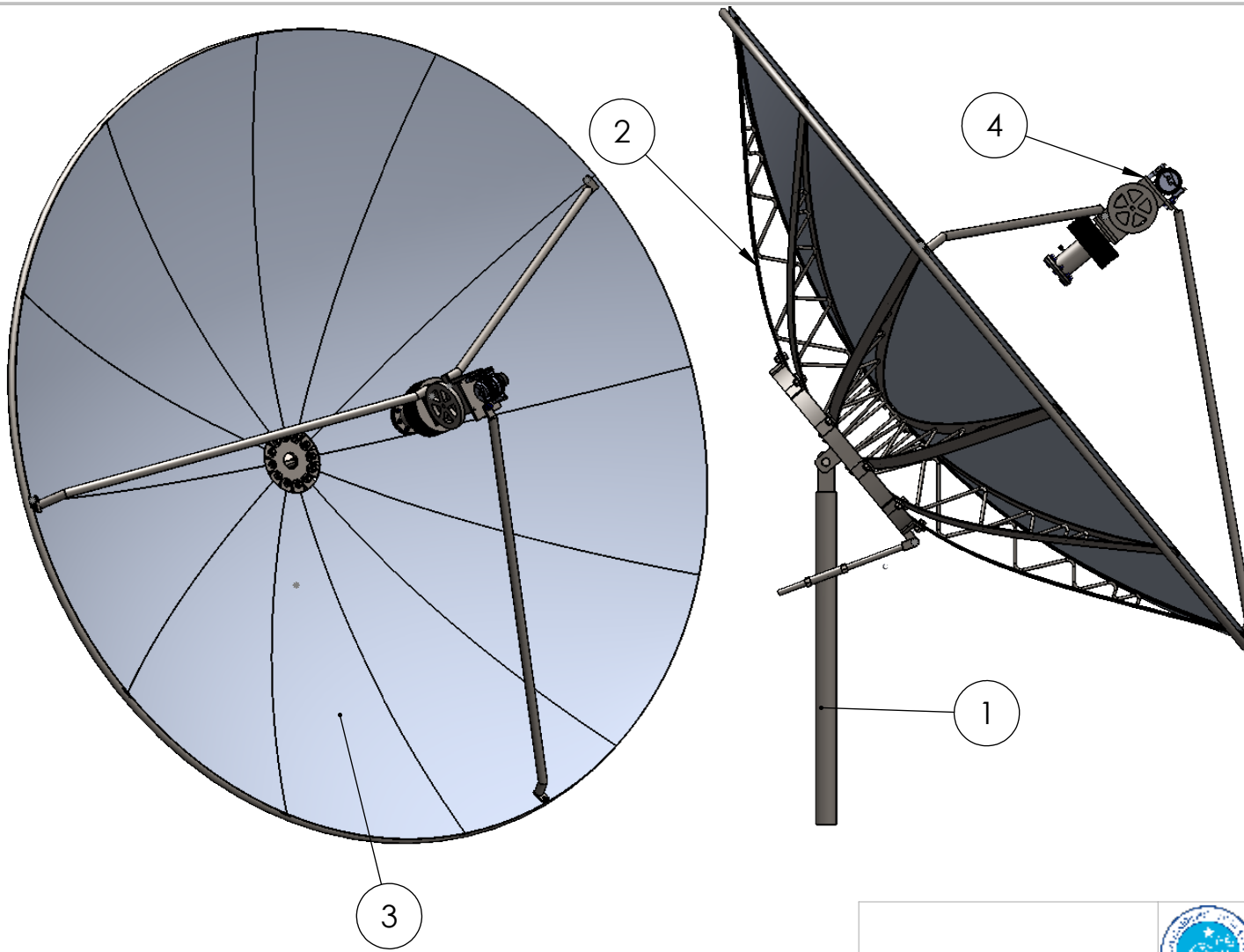


Figura 26. Esfuerzos del motor Stirling

Fuente: (Albarracín & Guevara, 2017)

APÉNDICE D
PLANOS ESQUEMÁTICOS



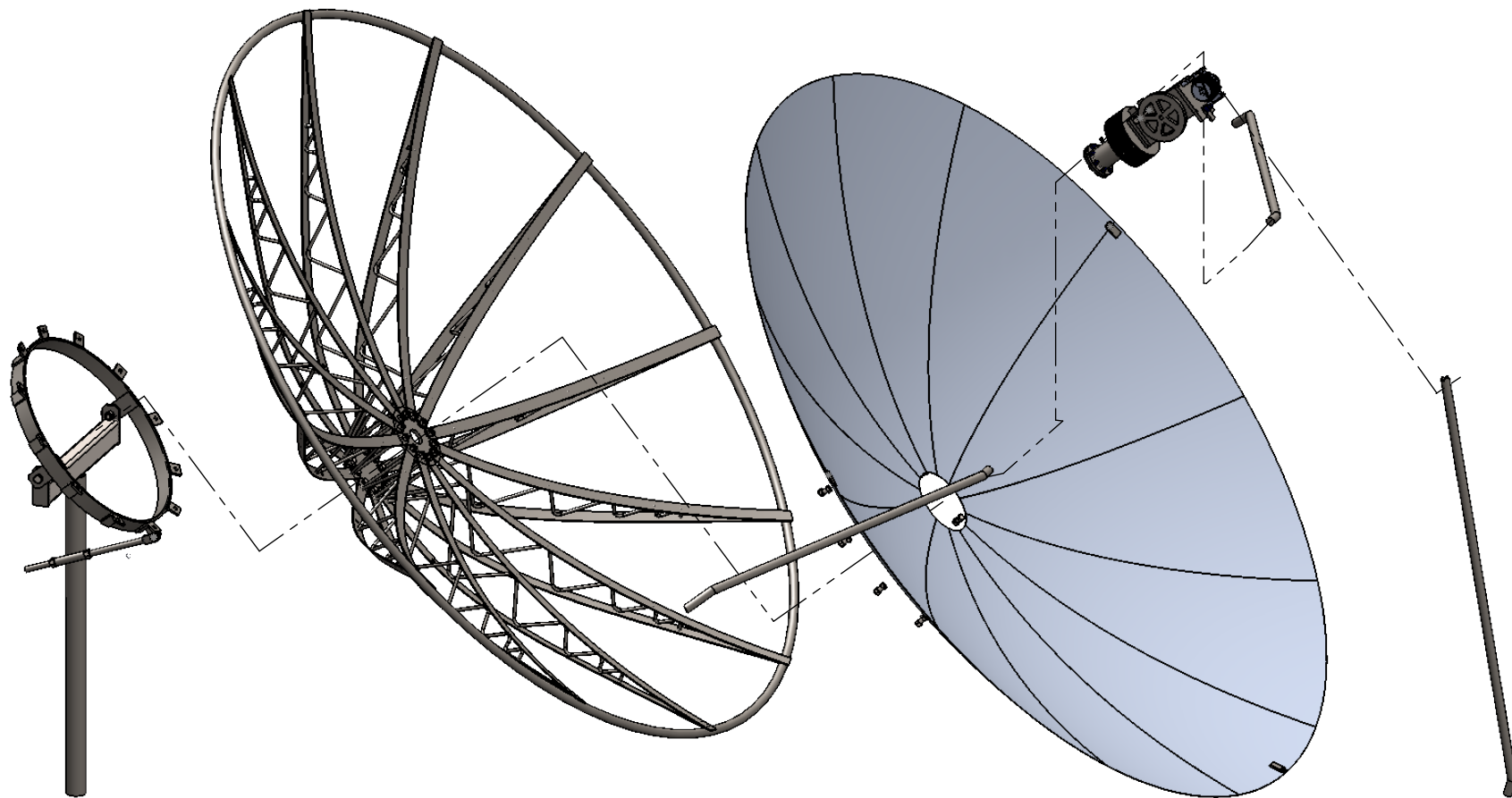
| ELEMENTO | DESCRIPCIÓN |
|----------|----------------------|
| 1 | MECANISMO DE SOPORTE |
| 2 | SOPORTE DE COLECTOR |
| 3 | COLECTOR SOLAR |
| 4 | MOTOR STIRLING |



**ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL**

| | | | |
|---------------|-----------------|--------------|-----------------------|
| NOMBRE: | | FECHA: | CONJUNTO: |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | |
| PLANO GENERAL | | | TÍTULO: PLANO GENERAL |
| ESCALA: 1:20 | | HOJA: 1 DE 6 | |

A4

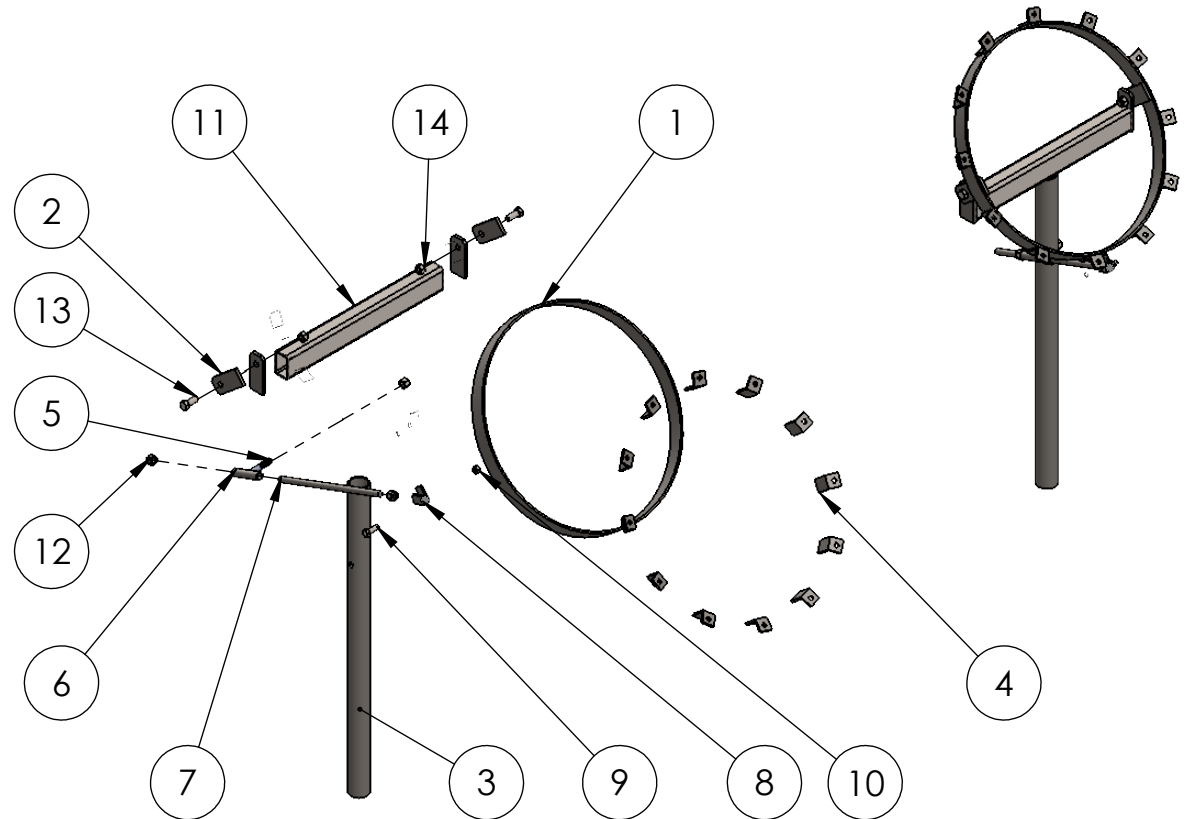


ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

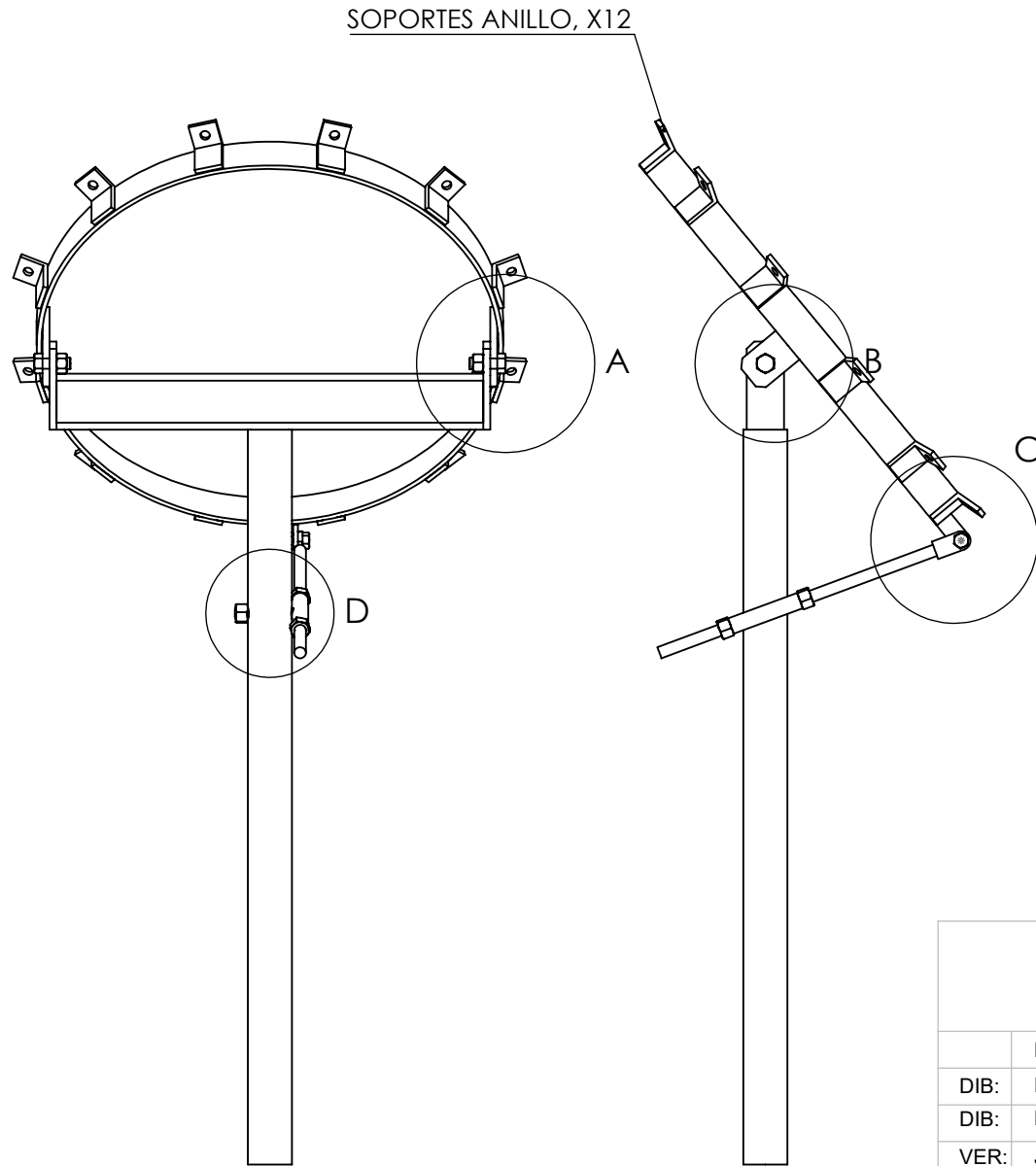
| | | | | | | | | |
|--------------------|--|-----------------|--|--------------|--|---------------------------|--|----|
| | | NOMBRE: | | FECHA: | | CONJUNTO: | | |
| DIB: | | HUGO ALBARRACÍN | | 20-08-17 | | MOTOR STIRLING SOLAR | | |
| DIB: | | DIEGO GUEVARA | | 20-08-17 | | | | |
| VER: | | JUAN PERALTA | | 20-08-17 | | | | |
| APR: | | EMÉRITA DELGADO | | 20-08-17 | | | | |
| VISTA EN EXPLOSIÓN | | | | | | TÍTULO: PLANO DE CONJUNTO | | A4 |
| ESCALA: 1:20 | | | | HOJA: 2 DE 6 | | | | |

SISTEMA DE SOPORTE

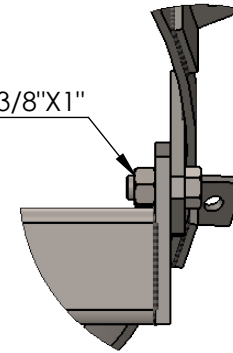
| N.º DE ELEMENTO | DESCRIPCIÓN | CANT |
|-----------------|------------------|------|
| 1 | ANILLO PARA GIRO | 1 |
| 2 | OREJA 1 | 4 |
| 3 | TUBO POSTE | 1 |
| 4 | SOPORTES ANILLO | 12 |
| 5 | PERNO PIVOTE | 1 |
| 6 | TUBO PARA PIVOTE | 1 |
| 7 | ESPÁRRAGO M16 | 1 |
| 8 | OREJA 2 | 2 |
| 9 | PERNO 1/2"X1" | 1 |
| 10 | TUERCA 1/2" | 1 |
| 11 | TUBO 3"x2"X1/4" | 1 |
| 12 | TUERCA M16 | 3 |
| 13 | PERNO 3/8"X1" | 2 |
| 14 | TUERCA 3/8" | 2 |



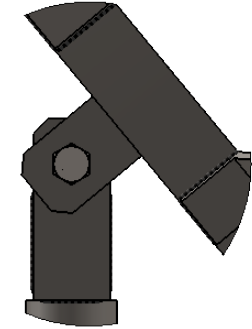
| | | | |
|---|-----------------|---|-----------------------------|
|  | | ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL | |
| | NOMBRE: | FECHA: | CONJUNTO: |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | MOTOR STIRLING SOLAR |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | |
| VISTA EN EXPLOSIÓN | | TÍTULO: | MECANISMO DE SOPORTE A4 |
| | | ESCALA: | 1:20 HOJA: 3 DE 6 |



PERNO 3/8"X1"

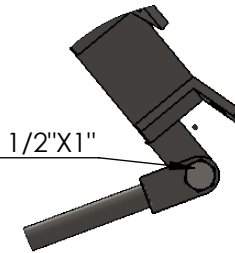


DETALLE A
ESCALA 1 : 5



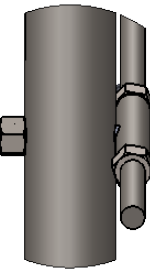
DETALLE B
ESCALA 1 : 5

PERNO 1/2"X1"



DETALLE C
ESCALA 1 : 5

PERNO PIVOTE

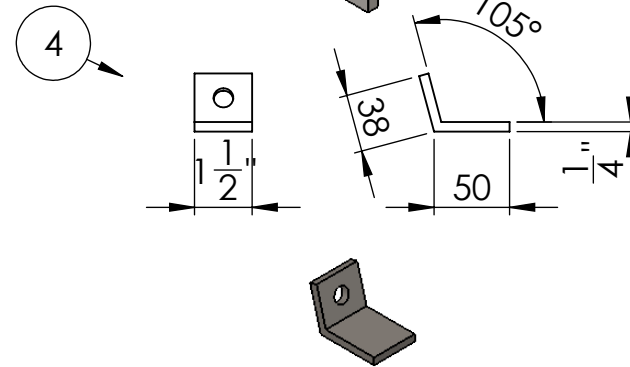
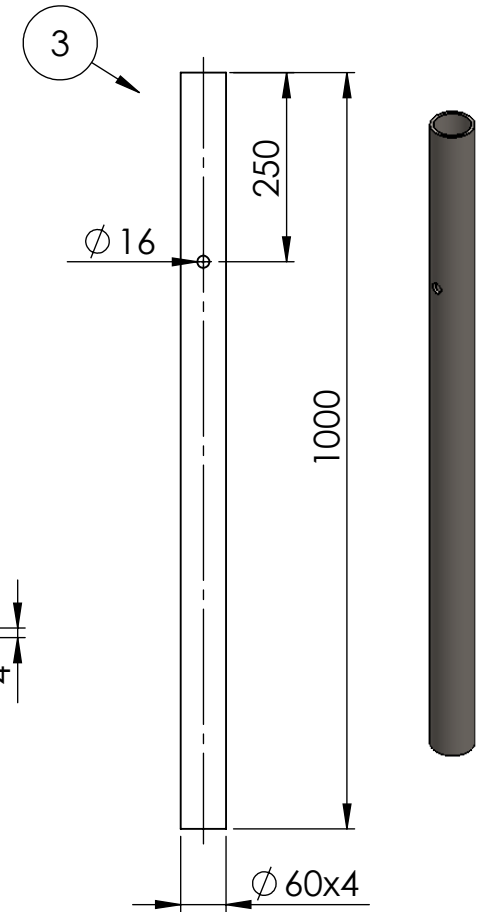
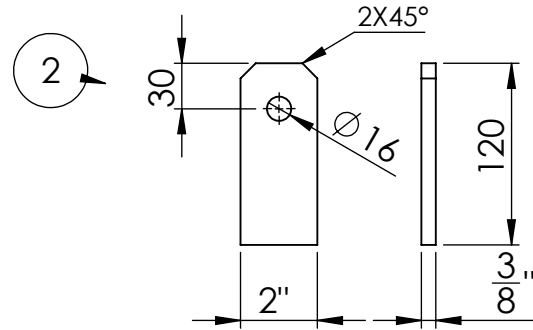
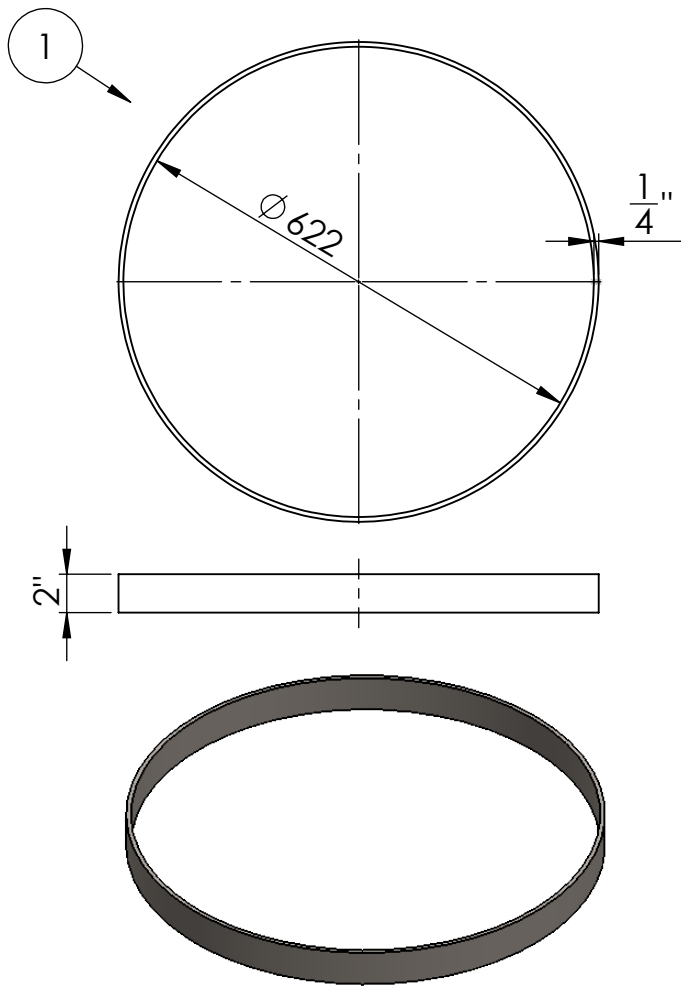


DETALLE D
ESCALA 1 : 5



ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

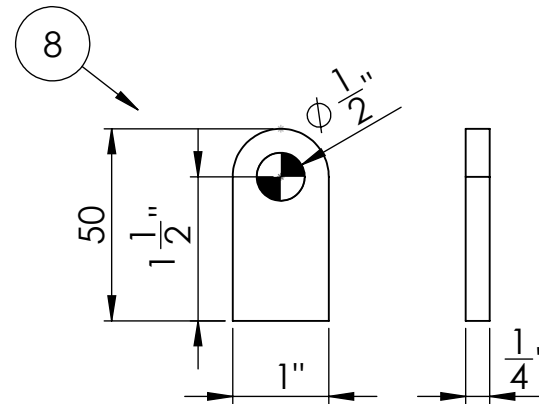
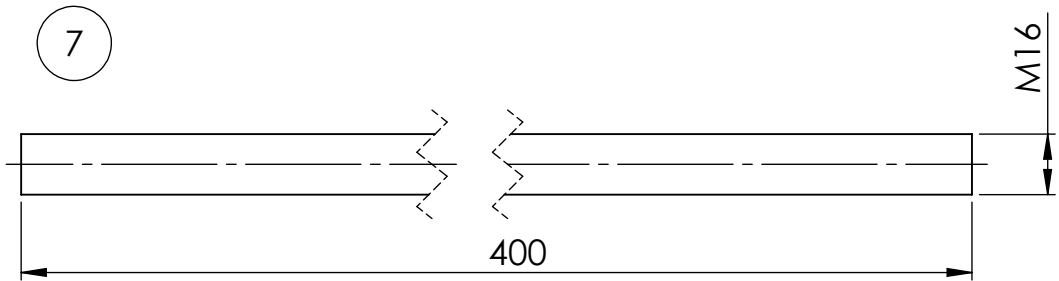
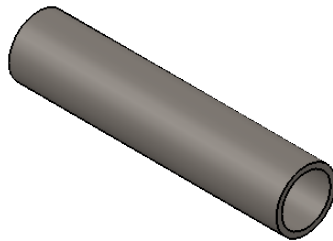
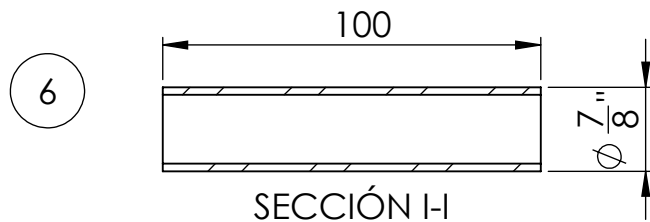
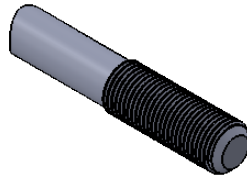
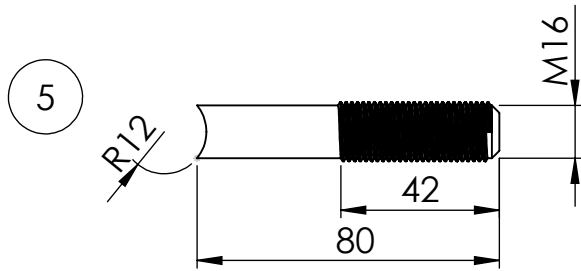
| | | | |
|--------------|-----------------|--------------|------------------------|
| | NOMBRE: | FECHA: | CONJUNTO: |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | MOTOR STIRLING SOLAR |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | |
| MATERIAL: | | | TÍTULO: ARMADO SOPORTE |
| | | | A4 |
| ESCALA: 1:10 | | HOJA: 4 DE 6 | |



ESCALA 1:5

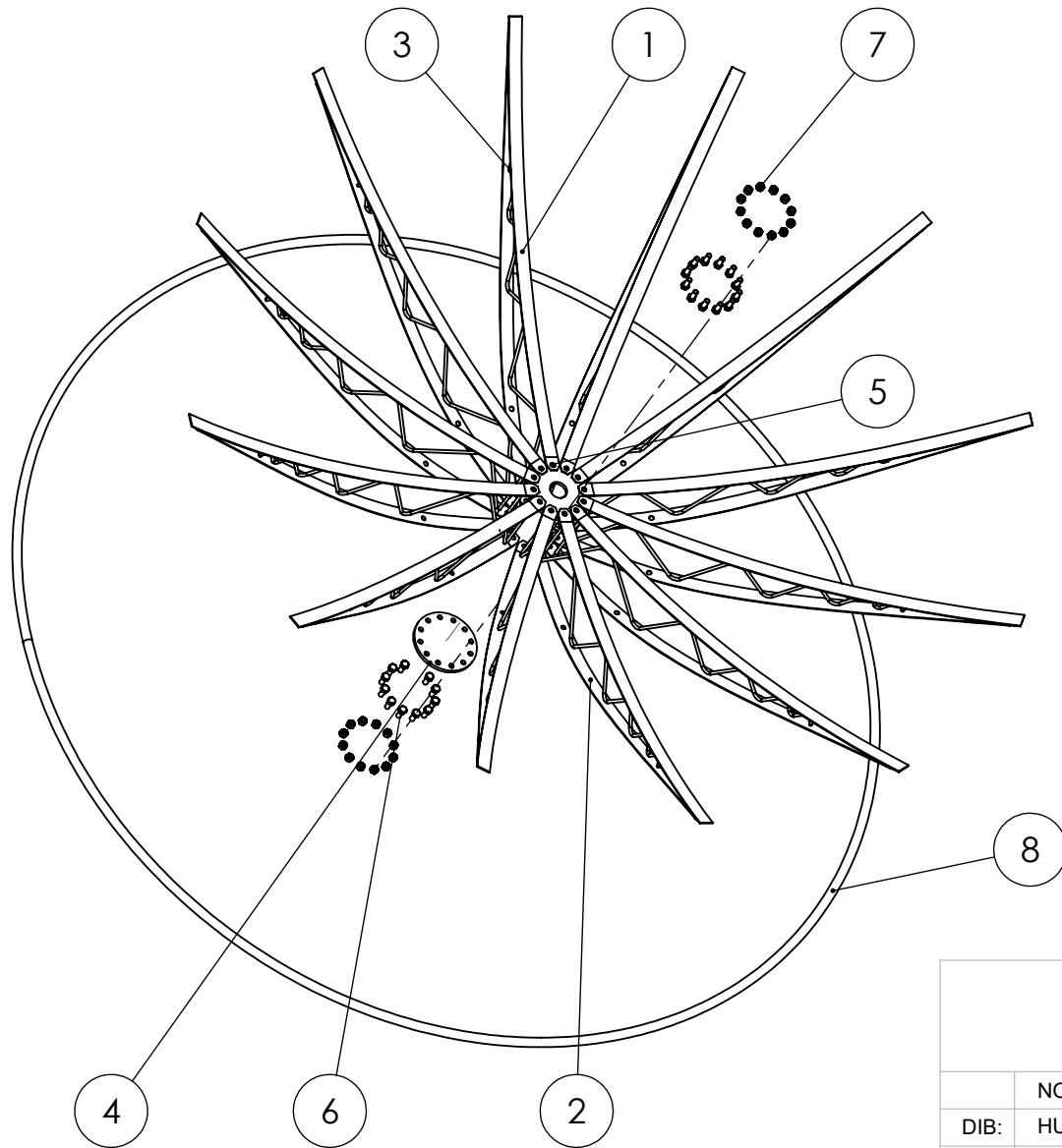
| MATERIALES | LONGITUD | CANTIDAD | TOTAL |
|--------------------|----------|----------|--------|
| PLATINA 2"X1/4" | 1950mm | 1 | 1950mm |
| PLATINA 2"X3/8" | 120mm | 4 | 480mm |
| TUBO ϕ 60X4 | 1000mm | 1 | 1000mm |
| PLATINA 1 1/2X1/4" | 88mm | 12 | 1056mm |

| | | | |
|---|----------|---|--------------|
|  | | ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL | |
| NOMBRE: | FECHA: | CONJUNTO: | |
| DIB: HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | MOTOR STIRLING SOLAR | |
| DIB: DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | | |
| VER: JUAN PERALTA | 20-08-17 | | |
| APR: EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | TÍTULO: | |
| MATERIAL: | | PARTICULARES 1 SOPORTE | |
| ACERO ASTM A36 | | ESCALA: 1:10 | HOJA: 5 DE 6 |



| MATERIALES | LONGITUD | CANTIDAD | TOTAL |
|-----------------|----------|----------|-------|
| PERNO M16 | 80mm | 1 | 80mm |
| TUBO 7/8"X2mm | 100mm | 1 | 100mm |
| ESPÁRRAGO M16 | 400mm | 1 | 400mm |
| PLATINA 1"X1/4" | 50mm | 2 | 100mm |

| | | | | |
|---|-----------------|---|-------------------------------|-----------------------------|
|  | | ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL | | |
| | | NOMBRE: | FECHA: | MOTOR STIRLING SOLAR |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | | |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | PARTICULARES 2 SOPORTE | |
| MATERIAL: | | TÍTULO: | | |
| ACERO ASTM A36 | | A4 | | |
| ESCALA: | | 1:2 | HOJA: | 6 DE 6 |

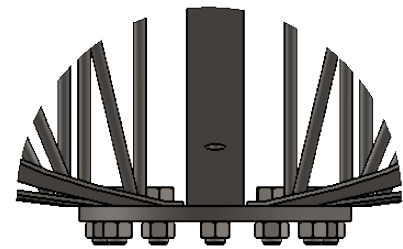
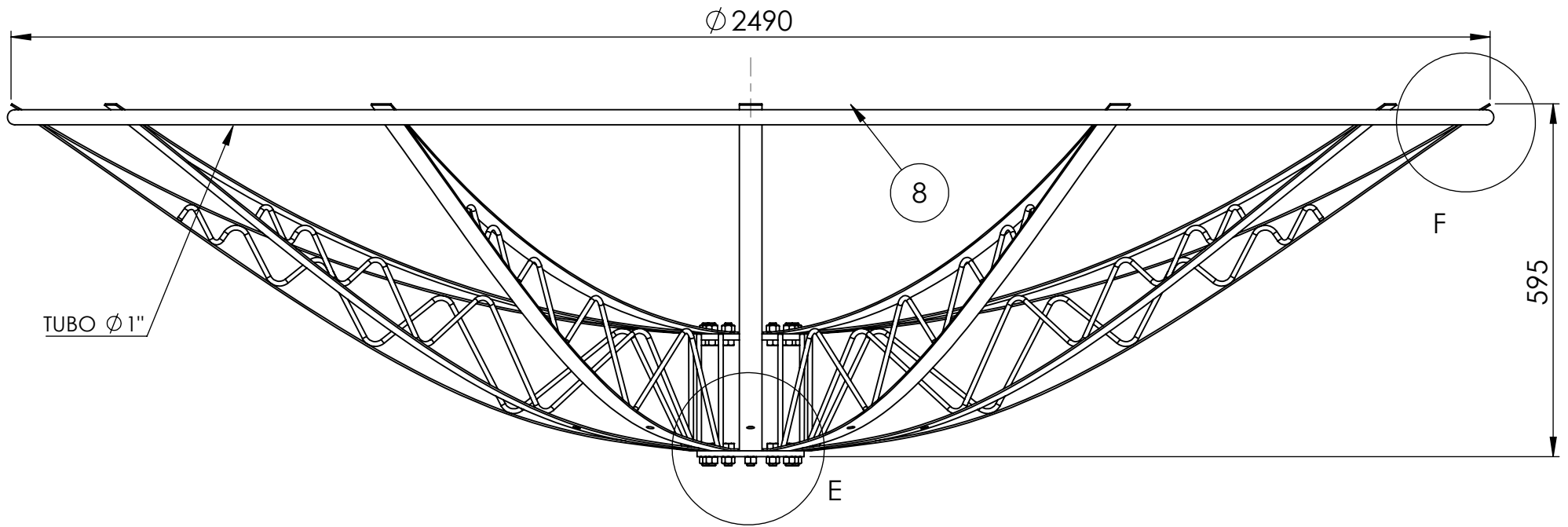


| N.º DE ELEMENTO | N.º DE PIEZA | CANTIDAD |
|-----------------|------------------------------------|----------|
| 1 | PLATINA SUPERIOR | 12 |
| 2 | PLATINA INFERIOR | 12 |
| 3 | VARILLA ESTRUCTURAL | 12 |
| 4 | PLACA INFERIOR | 1 |
| 5 | PACA SUPERIOR | 1 |
| 6 | PERNO 1/2"X1.25" | 24 |
| 7 | TUERCA 1/2" | 24 |
| 8 | ARO DE SOPORTE 1"X2mm, L=7693mm | 1 |

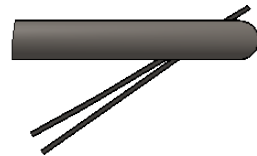


**ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL**

| | | | | |
|--------------------|-----------------|----------|-----------------------------|--------|
| NOMBRE: | | FECHA: | CONJUNTO: | |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | MOTOR STIRLING SOLAR | |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | | |
| MATERIAL: | | | TÍTULO: | A4 |
| VISTA EN EXPLOSIÓN | | | ESCALA: | 1:20 |
| | | | HOJA: | 1 DE 4 |

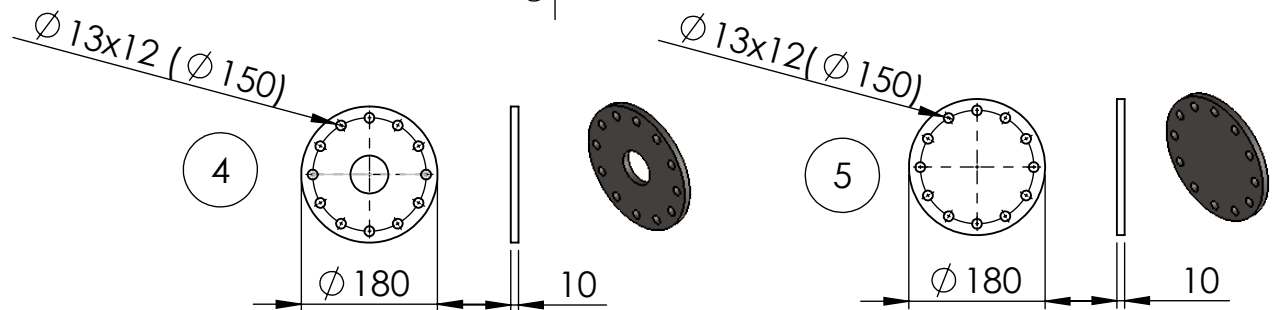
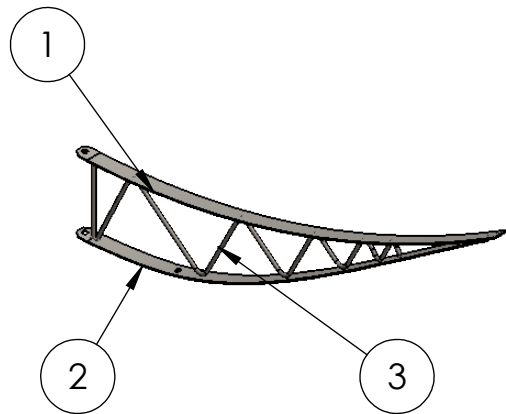
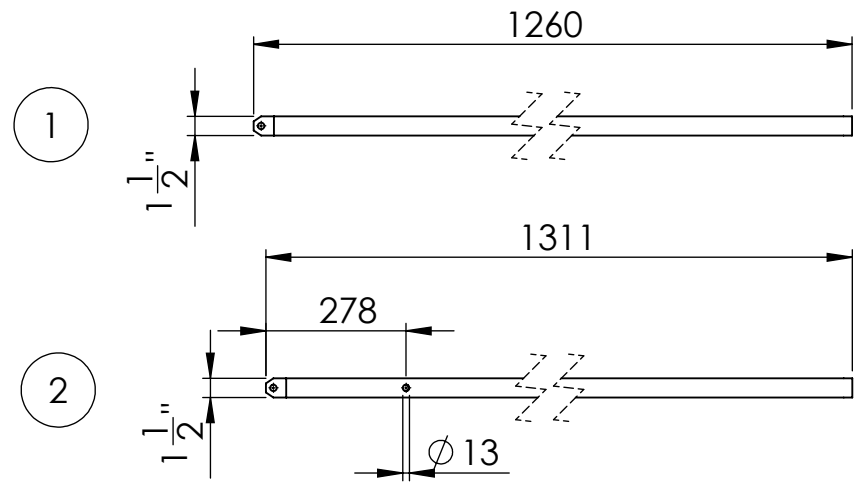
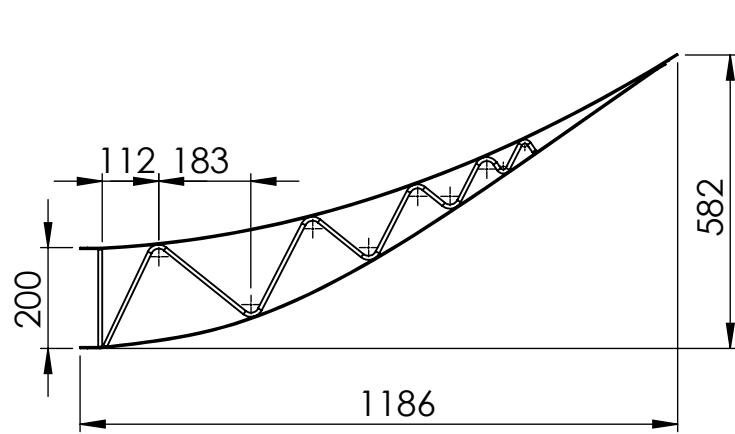


DETALLE E
ESCALA 1 : 5



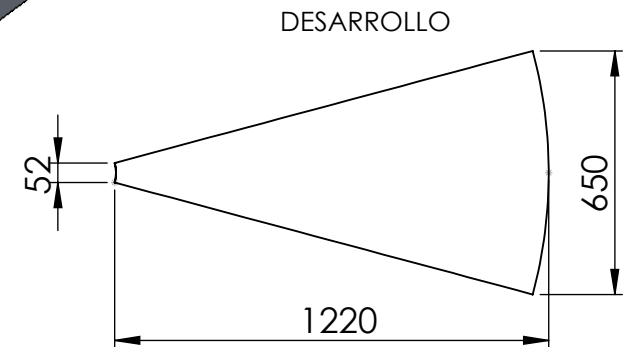
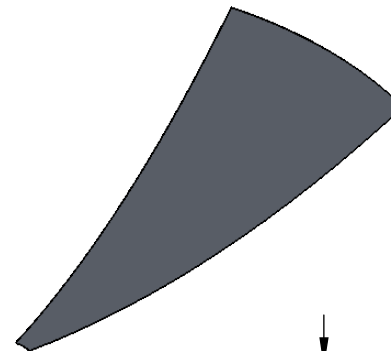
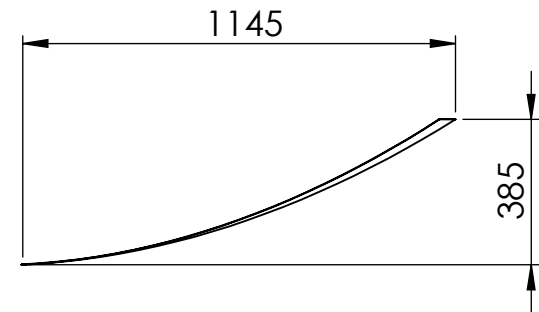
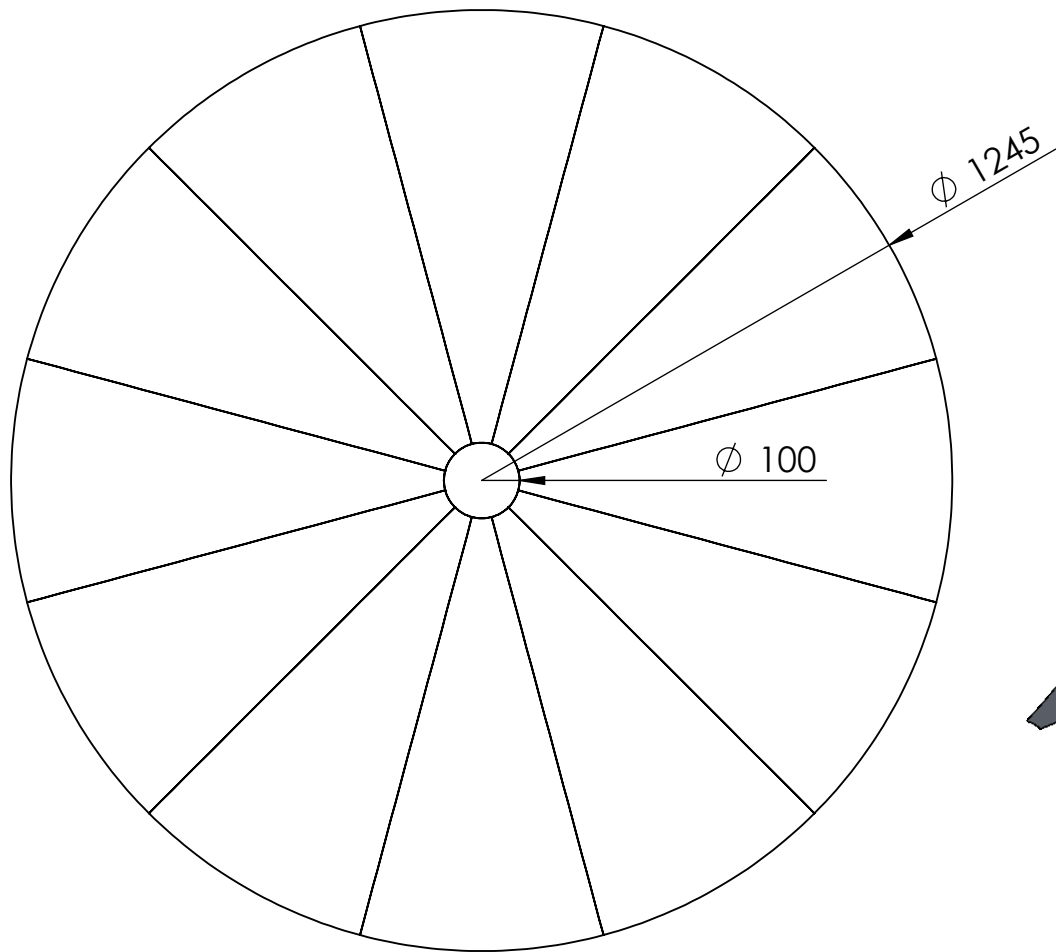
DETALLE F
ESCALA 1 : 5

| | | | | | |
|-----------|-----------------|---|-----------------------------|---|----|
| | |  | | ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL | |
| | NOMBRE: | FECHA: | CONJUNTO: | | |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | MOTOR STIRLING SOLAR | | |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | | | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | | | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | | | |
| MATERIAL: | | | TÍTULO: ARMADO SOPORTE | | A4 |
| | | | ESCALA: 1:10 | HOJA: 2 DE 4 | |



| MATERIALES | LONGITUD | CANTIDAD | TOTAL |
|---------------------|----------|----------|---------|
| PLATINA 1 1/2"X1/4" | 1260mm | 12 | 15120mm |
| PLATINA 1 1/2"X1/4" | 1311mm | 12 | 15732mm |
| VARILLA ϕ 8mm | 1549mm | 12 | 18588mm |
| PLACA ϕ 180X10 | | 2 | |

| | | | | |
|---|-----------------|---|---|---|
|  | | ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL | | |
| | | NOMBRE: | FECHA: | CONJUNTO: MOTOR STIRLING SOLAR |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | | |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | TÍTULO: SOPORTE INDIVIDUAL A4 | |
| MATERIAL: | | ESCALA: | | |
| ACERO ASTM A36 | | 1:15 | HOJA: 3 DE 4 | |



| MATERIALES | MEDIDAS | CANTIDAD |
|------------------|----------|----------|
| SECTOR AL, e=1mm | 1220*650 | 12 |

PLANCHAS POR CADA SECTOR DE ALUMINIO: 5, TOTAL PLANCHAS: 3



ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

| | |
|----------------------|----------|
| NOMBRE: | FECHA: |
| DIB: HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 |
| DIB: DIEGO GUEVARA | 20-08-17 |
| VER: JUAN PERALTA | 20-08-17 |
| APR: EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 |

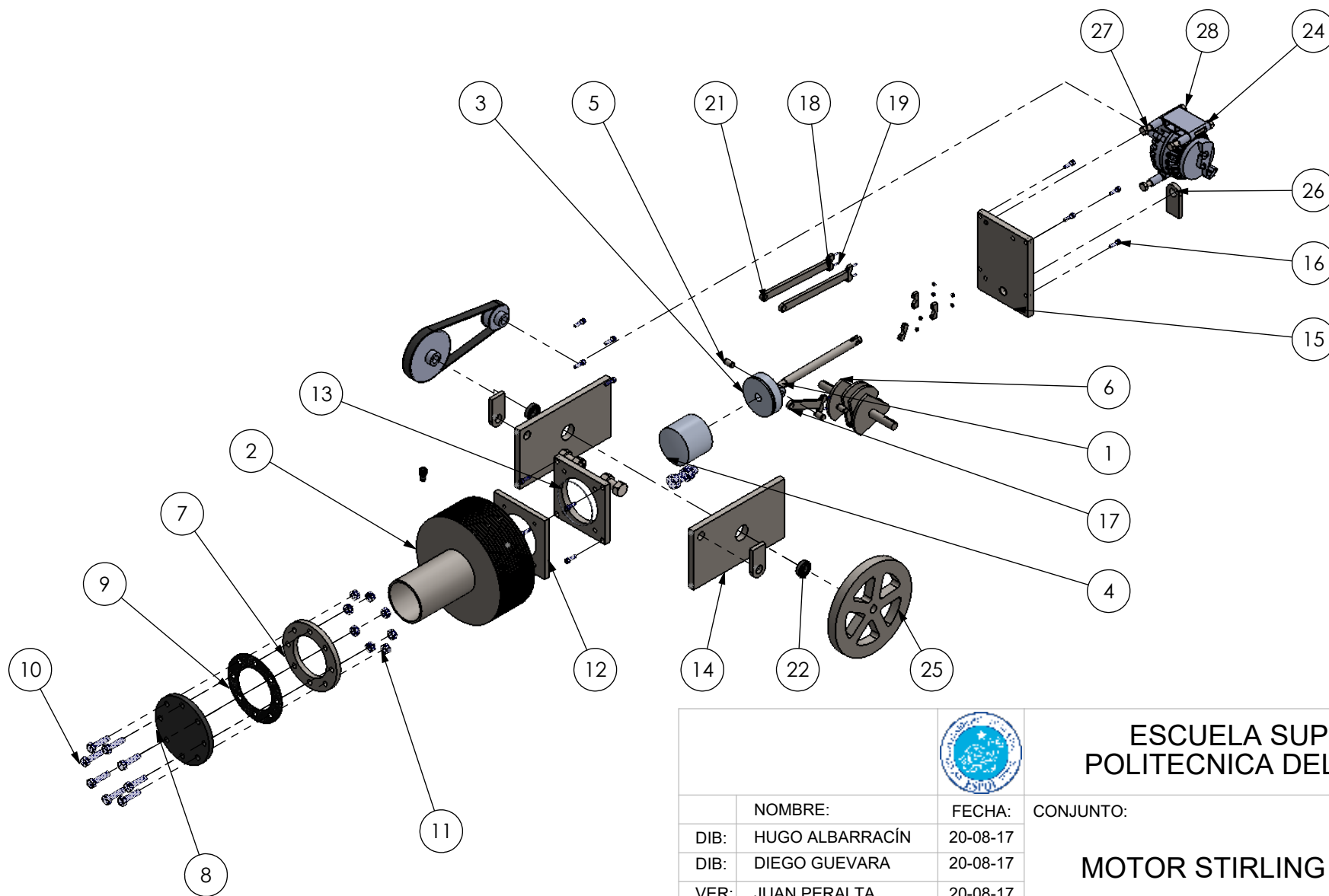
CONJUNTO:

MOTOR STIRLING SOLAR

MATERIAL:
ALUMINIO REFLECTIVO

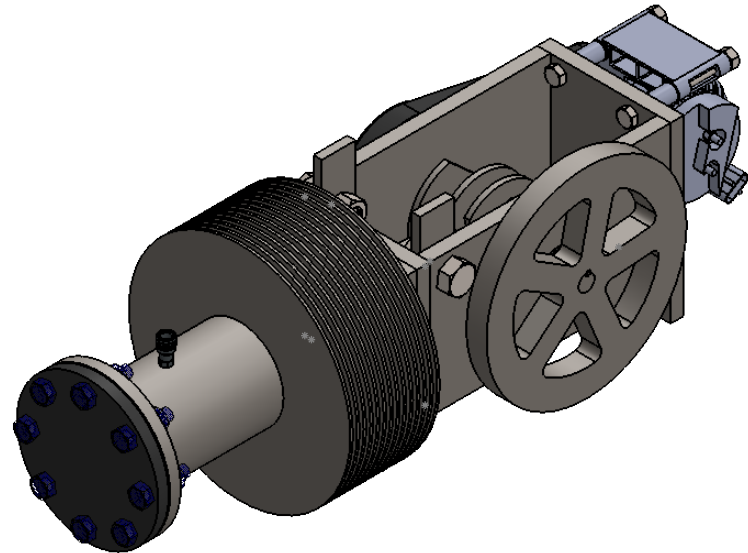
TÍTULO: PARABOLOIDE A4

ESCALA: 1:20 HOJA: 4 DE 4

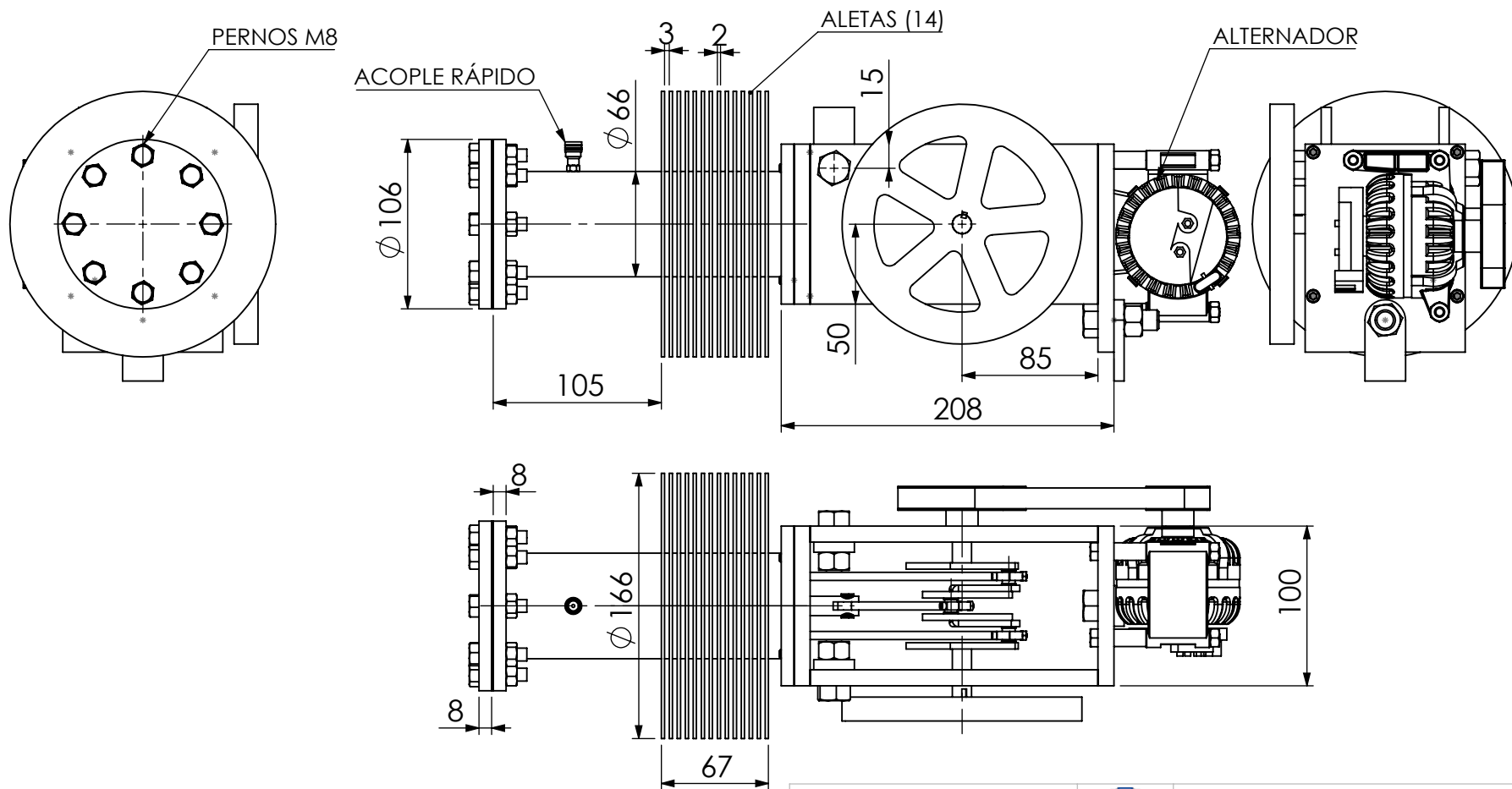


| | | | | | |
|-----------|-----------------|---|-----------------------------|---|--------------|
| | |  | | ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL | |
| | NOMBRE: | FECHA: | CONJUNTO: | | |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | MOTOR STIRLING SOLAR | | |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | | | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | | | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | | | |
| MATERIAL: | | | TÍTULO: | | A4 |
| | | | ESCALA: | 1:8 | HOJA: 1 DE 8 |

| N.º DE ELEMENTO | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD |
|-----------------|------------------------------------|----------|
| 1 | EJE DESPLAZADOR (D=12, L=159) | 1 |
| 2 | CAMISA DEL MOTOR (Di=60, L=188) | 1 |
| 3 | PISTON DE POTENCIA (D=60, L=28) | 1 |
| 4 | PISTON DESPLAZADOR (D=58, L=50) | 1 |
| 5 | PASADORES (D=8, L=15) | 3 |
| 6 | CIGÜEÑAL (D=70, L=100) | 1 |
| 7 | BRIDA RECEPTOR SOLAR (D=106, L=10) | 1 |
| 8 | RECPETOR SOLAR (D=106, L=10) | 1 |
| 9 | EMPAQUE (D=106, L=1) | 1 |
| 10 | PERNOS M8 | 8 |
| 11 | TUERCAS M8 | 8 |
| 12 | PLACA SOPORTE | 1 |
| 13 | PLACA 1 | 1 |
| 14 | PLACA 2 | 2 |
| 15 | PLACA 3 | 1 |
| 16 | PERNO M6 PARA LLAVE ALLEN | 12 |
| 17 | BIELA DESPLAZADOR | 1 |
| 18 | CABEZA DE BIELA | 6 |
| 19 | PERNO 1/8" | 6 |
| 20 | TUERCA 1/8" | 6 |
| 21 | BIELA PISTON | 2 |
| 22 | RODAMIENTO 6001.2ZR.C3 | 2 |
| 23 | BASE ALTERNADOR | 1 |
| 24 | ALTERNADOR | 1 |
| 25 | VOLANTE | 1 |
| 26 | SOPORTE DE MOTOR | 3 |
| 27 | PERNO 1/4" X 3" | 3 |
| 28 | TUERCA 1/4" | 3 |
| 29 | POLEA 1 | 1 |
| 30 | POLEA 2 | 1 |
| 31 | BANDA | 1 |



| | | | | | |
|-----------|-----------------|---|---|---|----|
| | |  | | ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL | |
| | | | | | |
| | NOMBRE: | FECHA: | CONJUNTO: MOTOR STIRLING SOLAR | | |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | | | |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | | | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | | | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | | | |
| MATERIAL: | | | TÍTULO: LISTA DE MATERIALES | | A4 |
| | | | ESCALA: 1:4 | HOJA: 2 DE 8 | |



ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

| | |
|----------------------|----------|
| NOMBRE: | FECHA: |
| DIB: HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 |
| DIB: DIEGO GUEVARA | 20-08-17 |
| VER: JUAN PERALTA | 20-08-17 |
| APR: EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 |

CONJUNTO:

MOTOR STIRLING SOLAR

MATERIAL:

TÍTULO:

ARMADO MOTOR

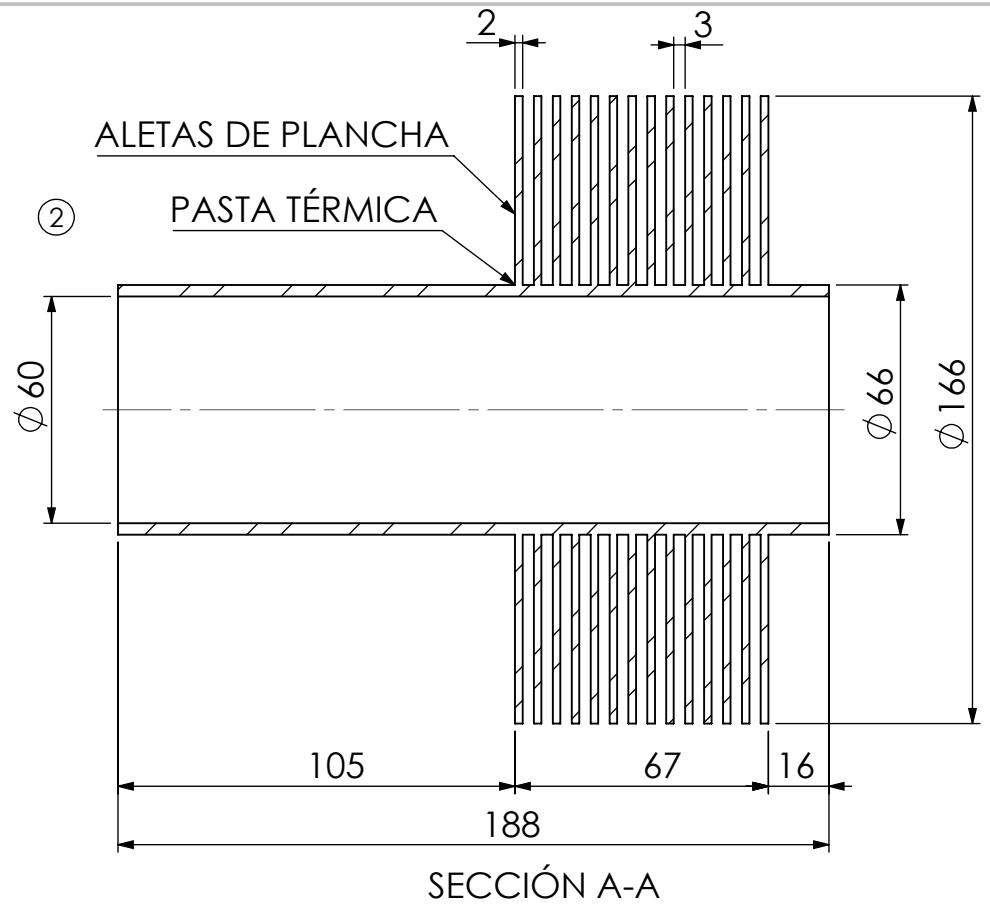
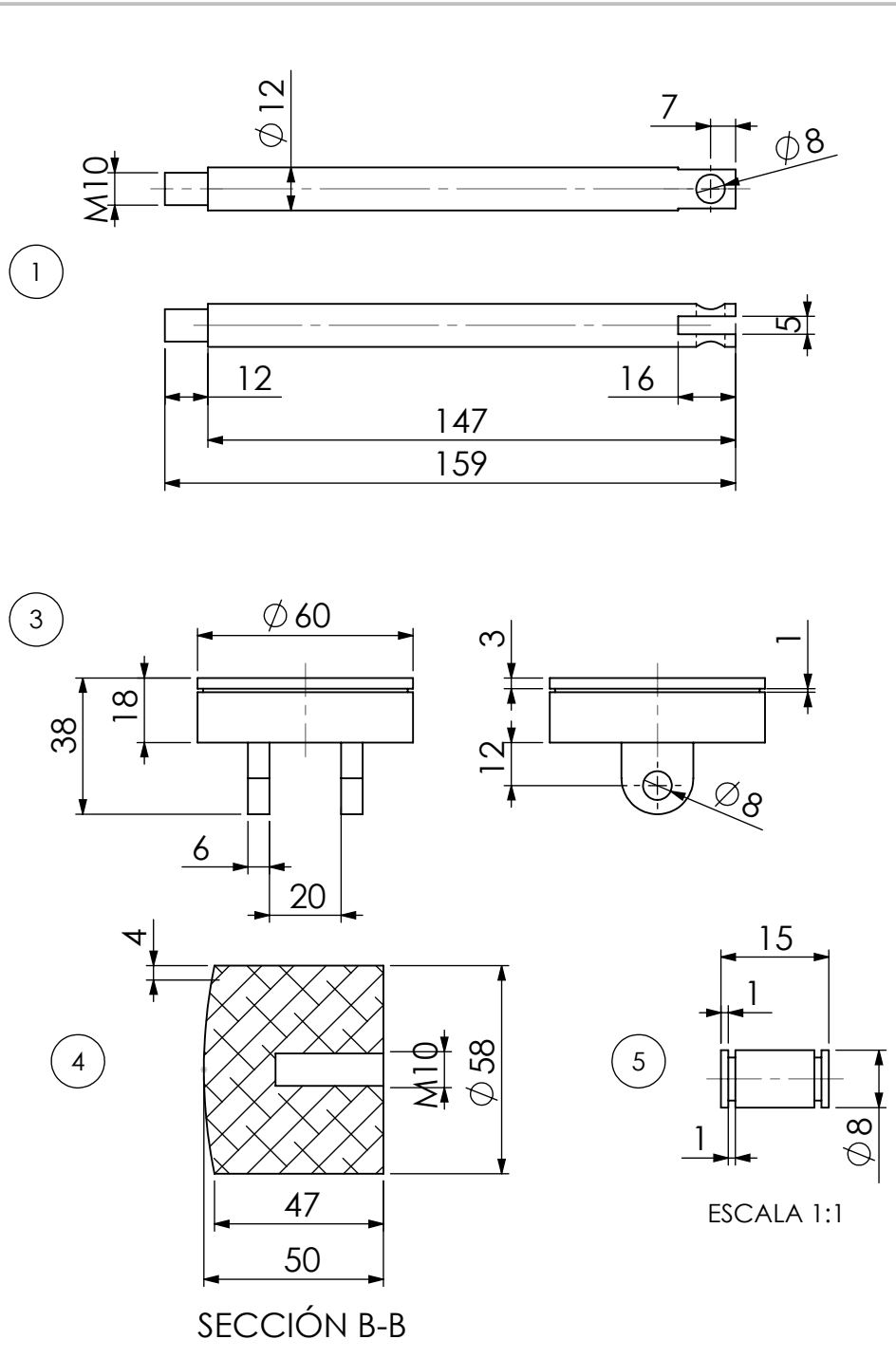
A4

ESCALA:

1:4

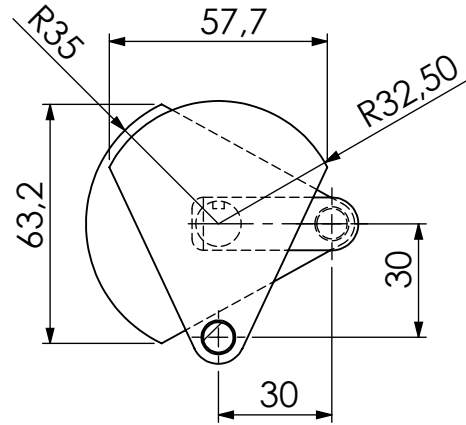
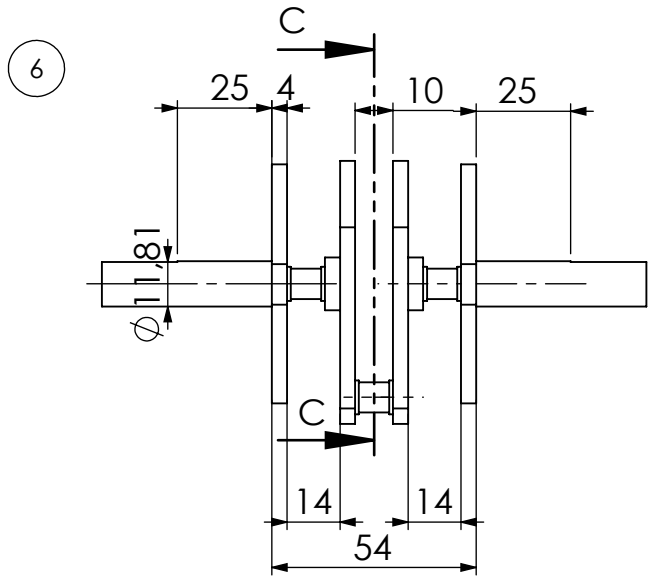
HOJA:

3 DE 8

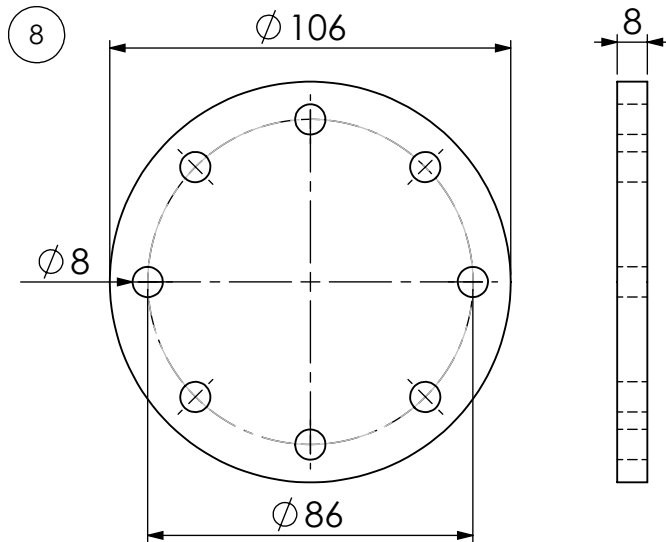
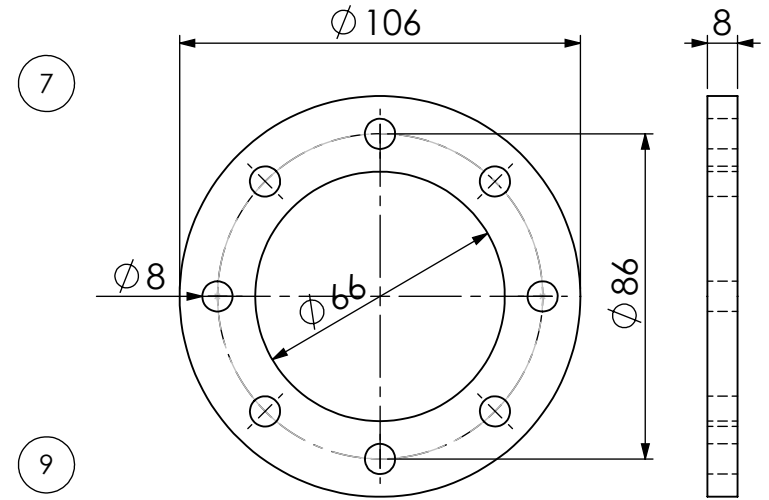


Material de las aletas: ACERO ASTM A36
 Material del cilindro: Acero al carbono

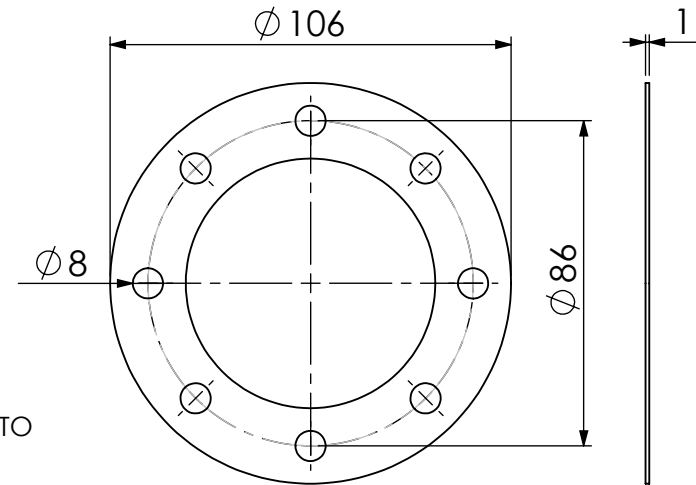
| | | | | | | |
|---|-----------------|---|-------------------------------------|-----------------------------|-----------|--------|
|  | | ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL | | | | |
| | | NOMBRE: | FECHA: | MOTOR STIRLING SOLAR | | |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | | | | |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | | | | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | | | | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | TÍTULO: PARTICULARES 1 MOTOR | | | |
| MATERIAL: | | | | | A4 | |
| VARIOS | | | ESCALA: | 1:2 | HOJA: | 4 DE 8 |



SECCIÓN C-C



RECEPTOR SOLAR
MATERIAL: ACERO ASTM A36

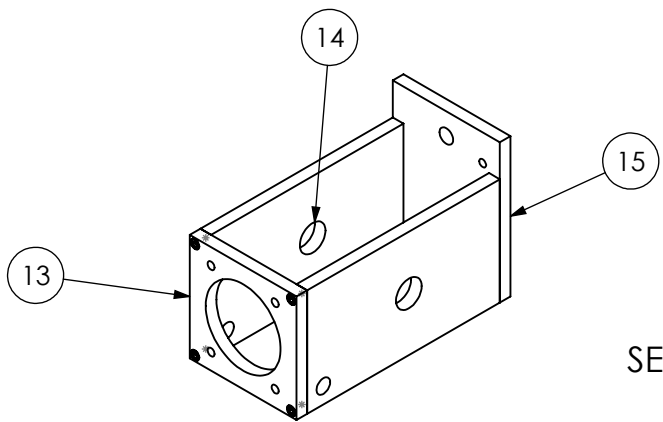


EMPAQUE
MATERIAL: ASBESTO

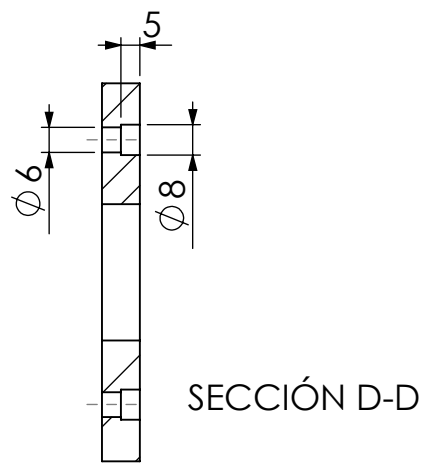
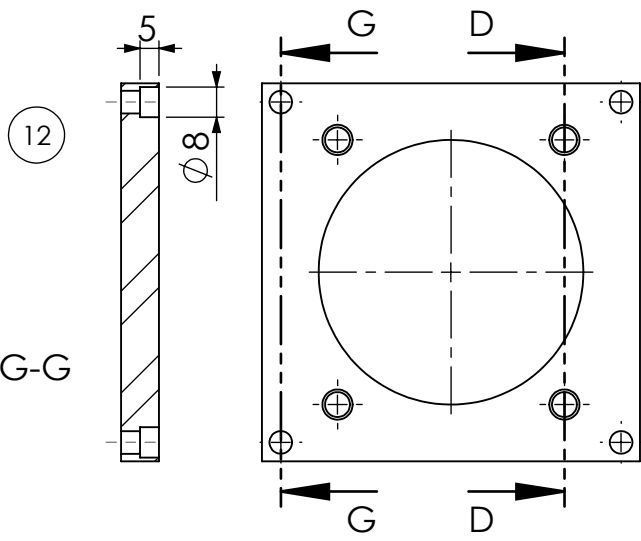


ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

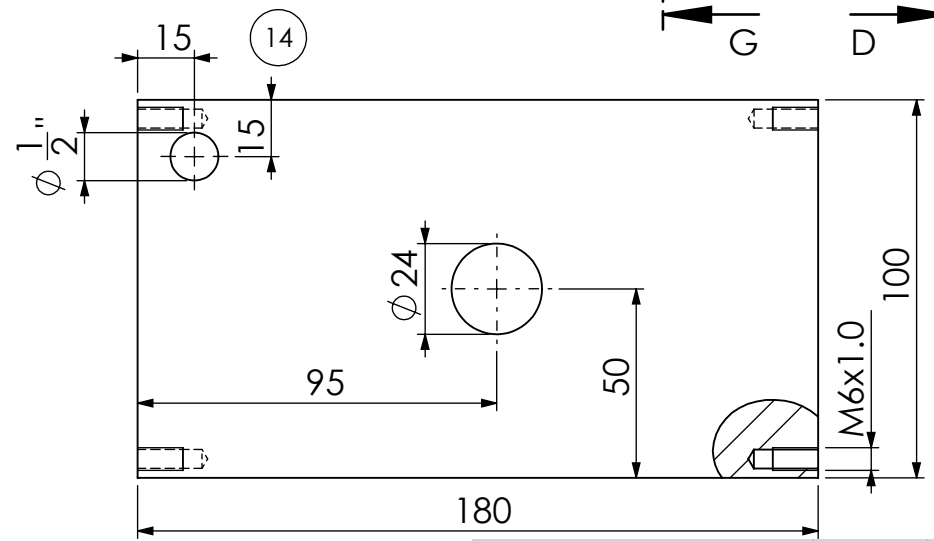
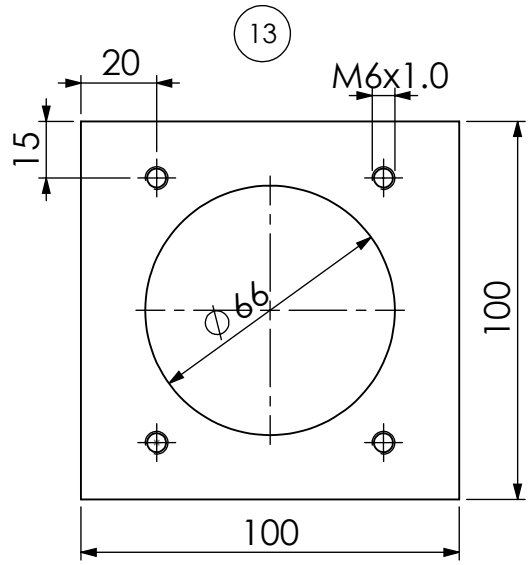
| | | | |
|----------------|-----------------|----------|-------------------------|
| | NOMBRE: | FECHA: | CONJUNTO: |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | MOTOR STIRLING SOLAR |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | |
| MATERIAL: | | | TÍTULO: |
| ACERO ASTM A36 | | | PARTICULARES 2 MOTOR A4 |
| ESCALA: | | 1:2 | HOJA: 5 DE 8 |



SECCIÓN G-G



SECCIÓN D-D



ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

| | |
|----------------------|----------|
| NOMBRE: | FECHA: |
| DIB: HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 |
| DIB: DIEGO GUEVARA | 20-08-17 |
| VER: JUAN PERALTA | 20-08-17 |
| APR: EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 |

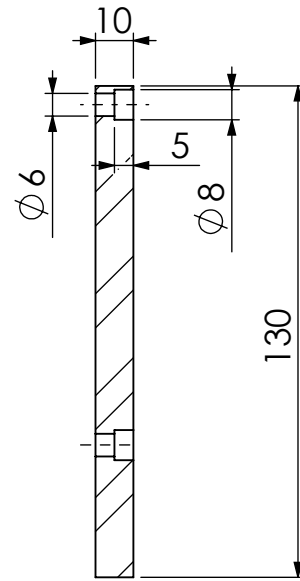
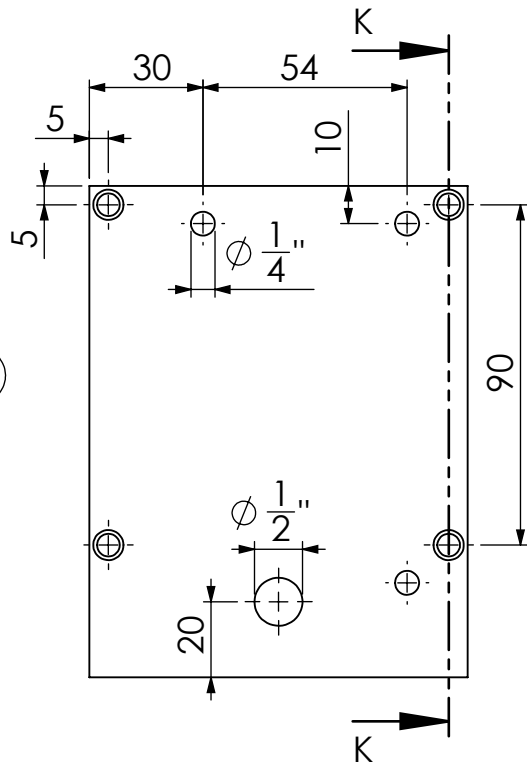
| |
|-----------------------------|
| CONJUNTO: |
| MOTOR STIRLING SOLAR |

MATERIAL:
ACERO ASTM A36

| | | |
|---------|-----------------------------|-----------|
| TÍTULO: | PARTICULARES 3 MOTOR | A4 |
|---------|-----------------------------|-----------|

| | | | |
|---------|-----|-------|--------|
| ESCALA: | 1:2 | HOJA: | 6 DE 8 |
|---------|-----|-------|--------|

15



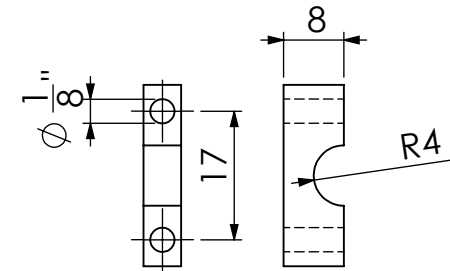
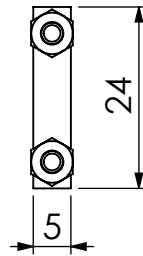
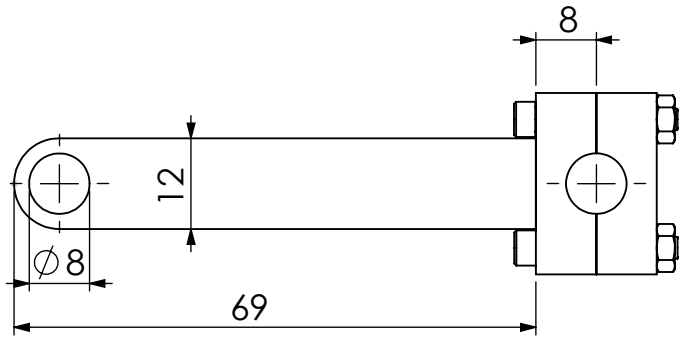
SECCIÓN K-K



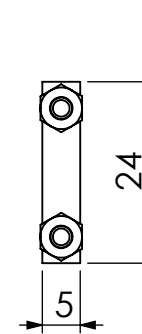
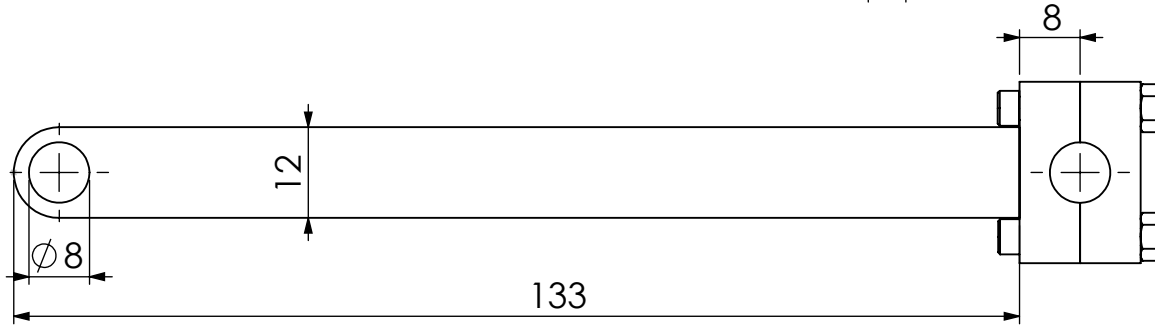
ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

| | | | | |
|----------------|-----------------|----------|----------------------|--------|
| | NOMBRE: | FECHA: | CONJUNTO: | |
| DIB: | HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 | MOTOR STIRLING SOLAR | |
| DIB: | DIEGO GUEVARA | 20-08-17 | | |
| VER: | JUAN PERALTA | 20-08-17 | | |
| APR: | EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 | | |
| MATERIAL: | | | TÍTULO: | A4 |
| ACERO ASTM A36 | | | PARTICULARES 4 MOTOR | |
| ESCALA: | | 1:2 | HOJA: | 7 DE 8 |

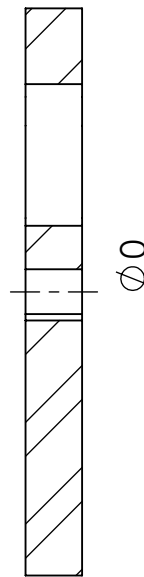
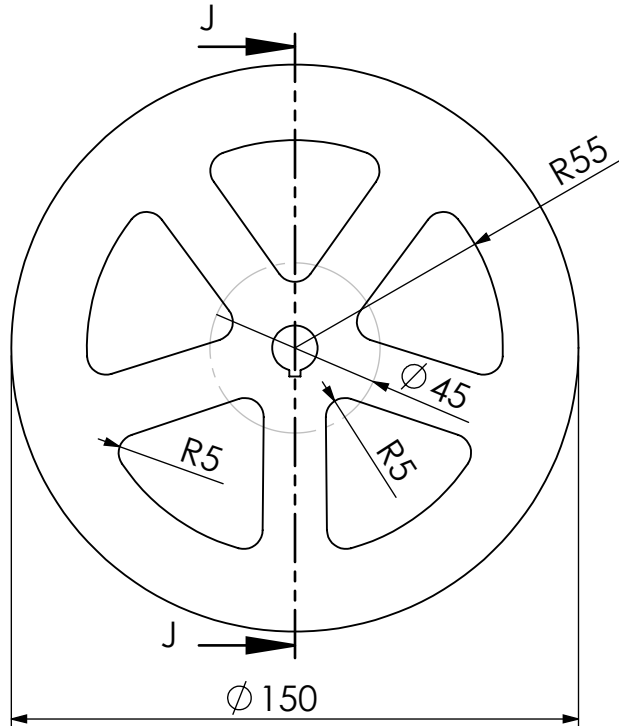
17



21



25



SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 2



ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

| | |
|----------------------|----------|
| NOMBRE: | FECHA: |
| DIB: HUGO ALBARRACÍN | 20-08-17 |
| DIB: DIEGO GUEVARA | 20-08-17 |
| VER: JUAN PERALTA | 20-08-17 |
| APR: EMÉRITA DELGADO | 20-08-17 |

CONJUNTO:

MOTOR STIRLING SOLAR

MATERIAL:
ACERO ASTM A36

TÍTULO: PARTICULARES 5 MOTOR A4

ESCALA: 1:1 HOJA: 8 DE 8