

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN MOTOR STIRLING DE
BAJO DIFERENCIAL DE TEMPERATURA PARA LA
GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA, MEDIANTE
ENERGÍA SOLAR TÉRMICA**

POR

CARLOS FRANCISCO IGLESIAS FORNS

**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRÍA
EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN
ENERGÍA TÉRMICA Y RENOVABLE**

AGOSTO 2019

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN MOTOR STIRLING DE
BAJO DIFERENCIAL DE TEMPERATURA PARA LA
GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA, MEDIANTE
ENERGÍA SOLAR TÉRMICA**

POR

CARLOS FRANCISCO IGLESIAS FORNS

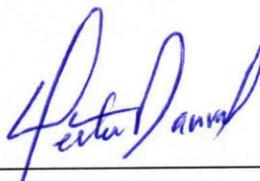
**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRÍA
EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN
ENERGÍA TÉRMICA Y RENOVABLE**

AGOSTO 2019

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Posgrado

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis «Diseño y fabricación de un motor Stirling de bajo diferencial de temperatura para la generación de energía eléctrica, mediante energía solar térmica», realizada por el alumno Carlos Francisco Iglesias Forns, con número de matrícula 1935044, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energía Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis



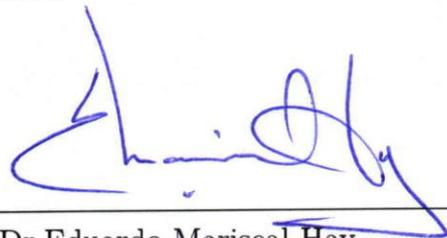
Dr. Héctor Daniel García Lara

Asesor



M.C. Miguel García Yera

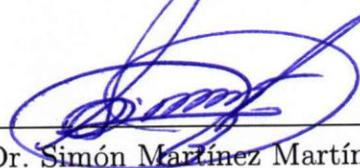
Revisor



Dr. Eduardo Mariscal Hay

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirección de Estudios de Posgrado



*A mi abuela, Claribel Alicia Sarmiento Dihigo.
Mi mayor motivación y la razón de todos mis éxitos.*

ÍNDICE GENERAL

Agradecimientos	xv
Resumen	xvii
1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.1.1. Paradigma Energético	1
1.1.2. Tecnología Fotovoltaica	3
1.1.3. Concentradores Fotovoltaicos	5
1.1.4. Agua caliente sanitaria para uso doméstico	6
1.1.5. Concentradores de canal parabólico	8
1.1.6. Torres Solares	11
1.1.7. Sistemas solares de disco parabólico-motor Stirling	13
1.2. Antecedentes	15
1.3. Hipótesis	21
1.4. Objetivos	21

1.4.1. Objetivo General	21
1.4.2. Objetivo Específicos	21
2. Marco Teórico	23
2.1. Ciclos de Gas con Fuentes de Calor Externa	23
2.1.1. Motores Stirling	24
2.1.2. Motores Termoacústicos	25
2.1.3. Motores de tubo de pulsos	26
2.1.4. Motores Ericsson	27
2.1.5. Motores de Lag Térmico	27
2.1.6. Comparando los MOFEX	28
2.2. Tipología de motores Stirling	28
2.2.1. Motor tipo Alpha	31
2.2.2. Motor tipo Beta	32
2.2.3. Motor tipo Gamma	32
2.3. Motores Stirling de bajo diferencial de temperatura	33
2.3.1. Motores LTD a pequeña escala	35
2.3.2. Motores LTD a gran escala	36
2.3.3. Motores LTD con aplicación en energía solar	37
2.3.4. Resumen	40
2.3.5. Métodos para modelar motores Stirling	42

2.3.6. Métodos de primer orden	42
2.3.7. Métodos de segundo orden	42
2.3.8. Análisis isotérmico	43
2.3.9. Análisis adiabático	44
2.3.10. Análisis semi adiabático	44
2.3.11. Métodos de tercer orden	45
2.3.12. Métodos de características	47
3. Metodología	49
3.1. Modelo Adiabático de segundo Orden	51
3.1.1. Ecuaciones para el modelo	52
3.1.2. Esquema de Integración	57
3.2. Intercambiadores de calor	59
3.3. Regenerador	71
3.4. Pistón desplazador	74
3.5. Pistón de Potencia	78
3.6. Sistema de transmisión	81
3.7. Volante de inercia	83
3.8. Sistema de Calentamiento del Motor	87
3.9. Sistema de Enfriamiento	90
3.10. Pérdidas e ineficiencia del motor	93

3.10.1. Inefectividad del regenerador	94
3.10.2. Pérdidas por conducción	94
3.10.3. Pérdidas por fricción en el gas de trabajo	95
3.10.4. Pérdidas por compresión	96
3.10.5. Pérdidas en los canales	97
3.10.6. Pérdidas por sellaje	98
3.10.7. Síntesis de pérdidas	100
3.11. Materiales y métodos	103
3.11.1. Instrumentación	103
3.11.2. Ajustes a la instalación experimental	105
4. Resultados y discusión	110
4.1. Resultados del modelo adiabático de segundo orden	110
4.1.1. Volumen en función del ángulo del cigüeñal	113
4.1.2. Fluido de trabajo	114
4.1.3. Pruebas experimentales	116
5. Conclusiones	120
5.1. Conclusiones Finales	120
5.1.1. Trabajos Futuros	121

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1. Mapa de irradiación promedio anual México	2
1.2. Países de mayor generación eléctrica a través de energía solar	3
1.3. Placa absorbente de un colector solar de placa plana	7
1.4. a) Vista detallada de un colector solar de tubo al vacío y b) Colector solar de tubo al vacío típico.	7
1.5. Comparación en cuanto a rendimiento de los colectores caracterizados para 1000 W/m^2	8
1.6. Planta de concentradores solares en California	9
1.7. Planta de torre solar en el desierto de Mojave, California.	12
1.8. Planta de torre solar en el desierto de Mojave, California.	14
2.1. Ciclo stirling	29
2.2. Esquema de configuración Alpha de un motor Stirling	31
2.3. Esquema de configuración Beta de un motor Stirling	32
2.4. Esquema de configuración Gamma de un motor Stirling	33
2.5. Motor Stirling de bajo diferencial de temperatura para aplicaciones solares, realizado por Boutammachte and Knorr.	40

3.1. Esquema de los volúmenes de control para el motor Stirling	51
3.2. Perfil de temperatura para el sistema	54
3.3. Diagrama de flujo del esquema de integración	59
3.4. Vista del CAD de la parte interior (a) y exterior (b) del intercambiador de calor caliente.	61
3.5. Vista del CAD de la parte interior (a) y exterior (b) del intercambiador de calor frío.	62
3.6. Vista isométrica del intercambiador de calor.	62
3.7. Simulación en de elementos finitos para ver la resistencia de la estruc- tura del intercambiador a las presiones de trabajo.	68
3.8. Vista isométrica del pistón desplazador (a) y vista en corte del pistón desplazador (b).	75
3.9. Análisis de resistencia estructural del pistón desplazador (a) y Co- eficiente de seguridad para el pistón desplazador a la condiciones de trabajo (b).	77
3.10. Vista isométrico del pistón de potencia	78
3.11. Sistema de masa resorte equivalente para el análisis dinámico del gas en el pistón de potencia	79
3.12. Análisis FEA para el cigüeñal (a) y Coeficiente de seguridad para el cigüeñal (b).	82
3.13. Cigüeñal fabricado	83
3.14. Ensamble utilizado para la simulación dinámica	84
3.15. Curva de arranque utilizada para la simulación.	84

3.16. Comportamiento del torque para el punto más pegado a la salida del cigüeñal en la simulación.	86
3.17. Vista Isométrica de la espiral caliente.	88
3.18. Comportamiento del intercambiador para distintos caudales de trabajo.	91
3.19. Vista isométrica de la espiral de enfriamiento (a), fotografía de espiral montada en el motor (b).	92
3.20. Diagrama de Sankey para el sistema	102
3.21. Fotografía de la instalación experimental desarrollada para medir la presión en función del volumen.	104
3.22. Fotografía de control de adquisición de datos	105
3.23. Fotografía de la instalación experimental con sus respectivos componentes.	106
3.24. Fotografías del pistón desplazador y el cuerpo del motor. (a)Cuerpo del motor con grietas.(b) Pistón desplazador con problemas de rugosidad.	107
3.25. Fotografías del pistón desplazador y el cuerpo del motor, con los ajustes mecánicos. (a) Cuerpo del motor y camisa rectificadas .(b) Pistón desplazador nuevamente maquinado.	109
4.1. Gráfico de presión en función del volumen del ciclo adiabático del modelo, para distintas presiones de trabajo.	111
4.2. Gráfico de potencia indicada vs frecuencia de operación.	112
4.3. Gráfico de variación de volumen respecto al ángulo de cigüeñal. . . .	114

4.4. Gráfico de los fluidos de trabajo en función de la razón de calor almacenada en el regenerador.	116
4.5. Vista isométrica del ensamble del motor diseñado.	117
4.6. Fotografía instalación experimental con el motor de arranque utilizado.	117
4.7. Gráfico de presión en función del volumen obtenido en las pruebas experimentales.	118

ÍNDICE DE TABLAS

2.1. Comparación de los distintos motores de gas con fuente de calor externa (N resultado numérico, M resultado medido)	28
2.2. Comparación de resultados experimentales entre Stirling de baja y media temperatura.	41
3.1. Resistencias para las diferentes partes de la malla de acero.	65
3.2. Resistencias Térmicas para el intercambiador de calor	69
3.3. Caída de temperatura en el intercambiador de calor	70
3.4. Propiedades del regenerador	72
3.5. Propiedades del desplazador	76
3.6. Propiedades del pistón de potencia	81
3.7. Propiedades del volante	87
3.8. Geometría de la espiral	90
3.9. Geometría de la espiral para enfriamiento	91
3.10. Pérdidas por conducción	95

3.11. Contabilización de pérdidas en el diseño de motores Stirling. Las pérdidas por entalpía se diferencian de las pérdidas mecánicas y se descuentan por la eficiencia de conversión η . Las pérdidas mecánicas se separan en el lado frío y el lado caliente, las pérdidas del lado caliente se convierten parcialmente a través del proceso del ciclo y se descuentan $(1-\eta)$. La pérdida efectiva total es la suma de estos términos.	101
3.12. Dimensiones generales del motor Stirling.	104

AGRADECIMIENTOS

Primeramente les agradezco a mi familia, a mi Abuela Claribel Sarmiento Dihigo, mi tía Carmen Forns Sarmiento, personas imprescindibles en mi vida y que gracias a ellas soy ingeniero y estoy poniendo su nombre en alto. Especial mención y sin ellos no podría estar aquí en México a las comunidad de hermanas de Jaimanitas y Santa Fé, que siempre estuvieron dándome fé y cuidando lo que mas quiero en mi vida, gracias hermanas Onoria y Asunción. A mi hermano, amigo paño de lágrimas resuelve problemas, mi mano derecha Jorge Luis Azor Hernández sin ti no estuviera aquí. A María del Carmen y Angélica por los consejo en mi último mes en Cuba siempre estarán en mi corazón y serán parte de todos mis éxitos. A mi equipo de fútbol Miramar United, gracias por tantas alegrías y por estar ahí para no dejarme caer en la depresión. A mi amigo hermano, tutor guía Carlos Fernández Aballí, gracias por todas las horas los asesoramientos, los consejos y por meterme el bichito de investigar este tipo de motores y mira hoy donde ha llegado esta investigación. A mis profesores de la CUJAE por la formación, conocimientos que puse en prácticas y demostré la calidad de la cátedra cubana en México.

En el posgrado debo agradecer a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, al grupo de investigación del posgrado en Energías Térmicas y Renovables, en especial a mi asesor el Doctor Héctor Daniel García Lara, gracias por soportarme estos 2 años. Al Doctor Santos por tener siempre 5 minutos para mí. Al Doctor Arturo gracias por las retroalimentaciones siempre certeras y por sus consejos desde muy temprano en el posgrado. A mis compañeros de semestres Rossio, Fernando y Ulises gracias por el apoyo en este viaje.

Esta investigación no hubiera sido posible sin el apoyo de la empresa UMBRAL Energía SAPI, y su presidente Eduardo Alamaraz, gracias por ser un empresario con ideas novedosas para la sociedad. A Miguel no se que hubiera sido sin ti la parte automática y la instrumentación. A todos los que ayudaron en la manufactura y el ensamble del motor.

Amigos que he hecho acá en Monterrey, gracias por hacer de mi estancia mas placentera sacarme de los baches emocionales. A mis amigos queridos Luis, Víctor, Holman, Yonathan, Frenzel gracias por estar ahí cuando se ocupaba.

Viridiana Gricelda Gallardo López, que puedo decir que ya no sepas, llegaste cuando el odio y la venganza se querían apropiar de mí, me mostraste una cara diferente de tu sociedad, tu familia tan hermosa me acogió siempre estaré agradecido por eso y en mi corazón estarán. Gracias por todo por el apoyo, por hacerme reír, no creo que se pueda cuantificar lo agradecido que estoy contigo. Ya sabes lo único seguro en mi vida es que te amo, tu sonrisa es mi gol en tiempo extra.

Extender mi más grande gratitud hacia el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología por el apoyo a través de la beca 491223.

Esta tesis fue desarrollada en los laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE) en el Grupo de Energías Térmicas y Renovables (GETR) de la FIME-UANL.

RESUMEN

Carlos Francisco Iglesias Forns.

Candidato para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energía Térmica y Renovable.

Universidad Autónoma de Nuevo León.

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

Título del estudio: DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN MOTOR STIRLING DE BAJO DIFERENCIAL DE TEMPERATURA PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA, MEDIANTE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA.

Número de páginas: 130.

OBJETIVOS Y MÉTODO DE ESTUDIO: Diseñar y manufacturar un motor Stirling configuración Gamma de bajo diferencial de temperatura que permita obtener una metodología de diseño de estos convertidores primarios, permitiendo evaluar el impacto que tienen los parámetros de diseño termodinámicos y las condiciones de operación en el desempeño del motor.

- Analizar los antecedentes sobre el motor Stirling de configuración Gamma para poder postular de forma adecuada el diseño del mismo.
- Postular el modelo termodinámico.

- Diseño del mecánico del motor.
- Manufactura del prototipo.
- Definir los parámetros claves de diseño termodinámico del motor y cómo éstos influyen en el desempeño del ciclo.

CONTRIBUCIONES Y CONCLUSIONES: Se analizaron los antecedentes sobre el motor Stirling configuración Gamma y su modelación, lo cual permitió conocer características, limitaciones y una correcta estrategia para postular el modelo de forma adecuada.

Fue posible desarrollar un modelo adiabático de segundo orden, el cual permitió la parametrización del motor integrado con un modelo de pérdidas bien detallado de todos los componentes. El mismo permitió tomar decisiones de diseño clave en cuanto a los mejores parámetros de operación para el desempeño del motor, la mejor selección de materiales para cada componente del motor, fluidos y presiones de trabajo, además del régimen de velocidades de operación del mismo.

Se realizó el diseño mecánico de los componentes del motor el cual permitió un estudio de elementos finitos por componentes, simulaciones dinámicas que permitieron fundamentar todos los criterios de diseño para su manufactura y ensamble. Lo cual permitió obtener una instalación experimental instrumentada para el posible estudio experimental de los fenómenos físicos que ocurren en un motor Stirling.

Por último la instalación experimental obtenida gracias a este estudio, deja abierta la posibilidad a realizar estudios futuros en la línea de investigación de motores Stirling de bajo diferencial de temperatura para aplicaciones solares o de co-generación. Usando la metodología expuesta en el trabajo se puede diseñar cualquier tipo de motor para diferentes condiciones de operación.

Firma del asesor: _____

Dr.Héctor Daniel García Lara

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN

1.1.1 PARADIGMA ENERGÉTICO

De los principales problemas mundiales, el tema de esta disertación está estrechamente relacionado con el problema de la energía, con un enfoque específico en la generación de electricidad con energía solar. La energía derivada de procesos de recuperación natural, como el viento, las mareas y el calor geotérmico, se conoce como energía renovable. En sus diversas formas, la energía renovable se deriva directamente del sol o del calor generado en lo profundo de la tierra. Ejemplos de energía renovable son la electricidad y el calor generado por energía solar, eólica, mareomotriz, hidroeléctrica, biomasa, recursos geotérmicos, biocombustibles e hidrógeno derivado de recursos renovables. Es sorprendente cuando nos damos cuenta de que la tierra recibe más energía del sol en solo una hora que la que utiliza la población mundial en todo un año. La intensidad de la radiación solar fuera de la atmósfera es de aproximadamente $1,300 \text{ W} / \text{m}^2$. Cuando la luz del sol pasa a través de la atmósfera terrestre, una porción es dispersada o absorbida por la bruma, las partículas o las nubes. En un día despejado en el desierto del suroeste, alrededor del 80 % al 90 % de

la radiación solar que ingresa a la atmósfera llega al suelo. México tiene de los mejores recursos solares como se muestra en la figura 1.1 según el laboratorio nacional de energía renovables (NREL), el país tiene una irradiación promedio anual entre 4.0 y 4.2 kWh/m²/día. Es el tercer país de mayor irradiación directa sin embargo no está ni en los diez primeros productores de energía eléctrica a través de energía solar, según datos de International Renewable Agency (IRENA). Países como Alemania de baja irradiación promedio anual de 2.9 kWh/m²/día poseen mayor generación por energía solar ubicándose en el cuarto a nivel mundial.

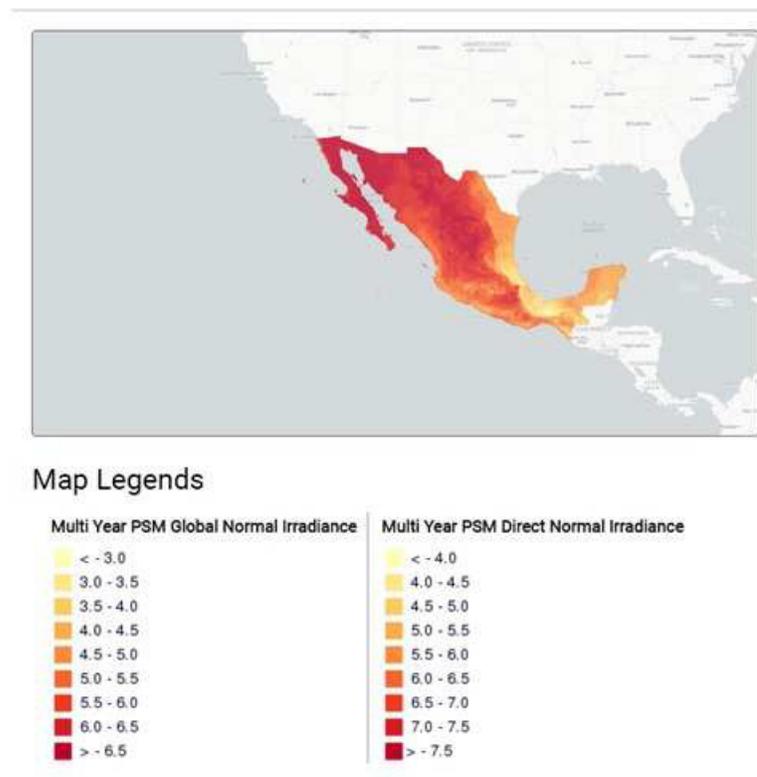


Figura 1.1: Mapa de irradiación promedio anual México

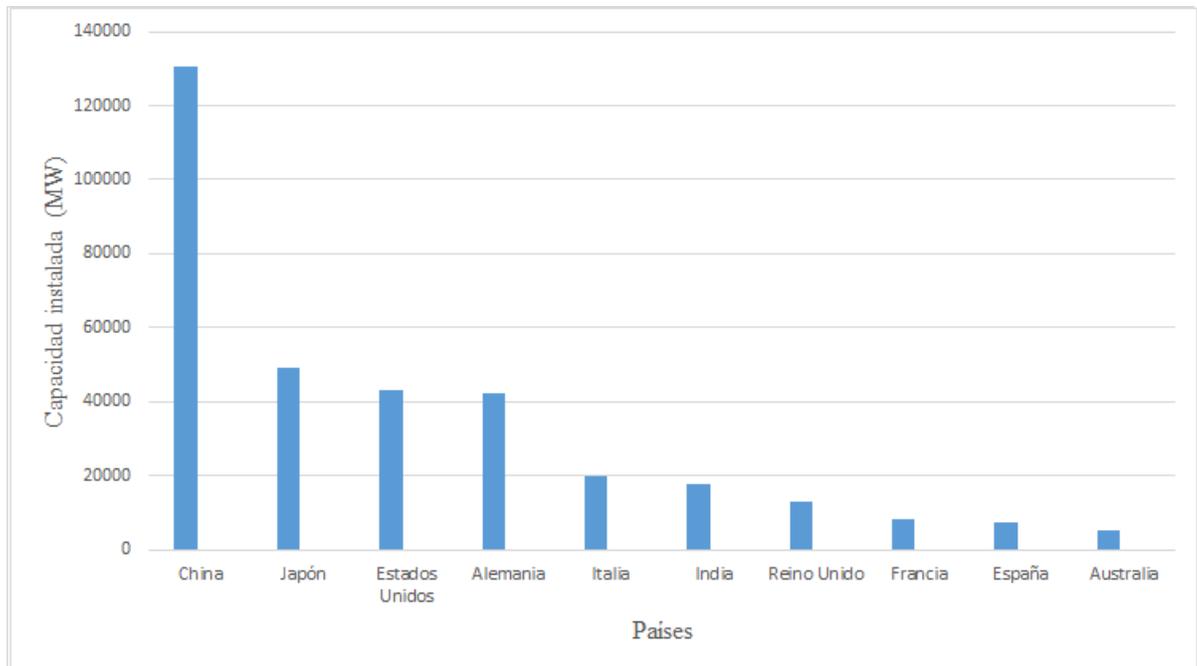


Figura 1.2: Países de mayor generación eléctrica a través de energía solar

Las siguientes secciones describirán varias tecnologías solares existentes. La comprensión de cada tecnología y sus desafíos asociados proporcionará una base adecuada para reconocer las ventajas y desventajas en cada caso de una manera adecuada. Lo cual permitirá seleccionar la tecnología adecuada que mejor se adapte a la aplicación requerida para motores Stirling de bajo diferencial de temperatura.

1.1.2 TECNOLOGÍA FOTOVOLTAICA

La energía fotovoltaica (PV) es probablemente la primera y, en algunos casos, la única tecnología que viene a la mente al discutir el tema de la generación y utilización de la energía solar. El bloque de construcción de la tecnología fotovoltaica se llama una celda solar. Una celda solar es un material semiconductor que convierte la luz solar directamente en electricidad a través de un proceso electrónico de estado sólido[1]. Los módulos fotovoltaicos generalmente se dividen en dos grupos de silicio monocristalino y policristalino. Un silicio monocristalino, es un cristalino en

el que la red cristalina de toda la muestra de silicio es continua e ininterrumpida en los bordes de la muestra, sin límites de grano. Sin embargo, un silicio policristalino (también polisilicio o poli-Si) está formado por una serie de cristales más pequeños conocidos como cristalitos. En este contexto, la palabra cristalino se refiere a las tecnologías monocristalinas y policristalinas combinadas. No implica partes móviles ni emisiones de ningún tipo durante la operación. Estas características son atractivas desde el punto de vista operativo, de mantenimiento y ambiental, y han posicionado a la energía fotovoltaica como la tecnología de potencia preferida para muchas aplicaciones remotas, tanto en el espacio como en tierra.

El PV se inventó en los Laboratorios Bell en la década de 1950 para alimentar satélites espaciales. Se comercializó en la década de 1970 y mostró tasas de crecimiento significativas (30 % a 60 %) desde mediados de la década de 1990. En 2001, la producción anual total de todas las empresas de energía solar fotovoltaica fue de unos 300 MW. En 2017, la capacidad instalada de la industria fotovoltaica solar alcanzó 384,62089 MW de módulos fotovoltaicos[2], con costos instalados y no subsidiados, que ahora se acercan a los \$ 0.20 / kWh en las mejores aplicaciones mientras que las tarifas eléctricas promedio Los servicios públicos son menos de \$ 0.10 / kWh.

En relación con la red eléctrica convencional, la electricidad fotovoltaica es de aproximadamente tres a cinco veces más caro. Sin embargo, PV ahora se está convirtiendo en un negocio principal con nombres familiares como BP, GE, Sharp y Shell[3]. La tecnología fotovoltaica más nueva y potencialmente más económica está surgiendo de los programas de investigación y desarrollo en curso de la industria y el gobierno, y su uso en aplicaciones comerciales y de demostración está comenzando. Aunque el uso creciente podría ocurrir más rápidamente en algunos países en desarrollo, la electricidad fotovoltaica competitiva en la red está probablemente a diez o veinte años en el mundo desarrollado[2]. El costo promedio de la tecnología fotovoltaica en 2006 fue de aproximadamente \$ 7 a \$ 10 dólares por vatio máximo instalado. Por otro lado, el costo promedio del módulo es de aproximadamente \$ 4.84 / W, con los precios más bajos de los módulos monocristalinos y policristalinos

de \$ 4.35 / W y \$ 4.29 / W, respectivamente[4]. SunPower corporation, líder en la industria fotovoltaica, informó en 2006 que alcanzó un 22 % de eficiencia a nivel celular. Actualmente ofrece módulos fotovoltaicos con una eficiencia máxima del 18 %. Sin embargo, los efectos climáticos, como la acumulación de suciedad y el aumento de la temperatura, así como el envejecimiento, que causa un aumento gradual de la conductancia de fuga interna del dispositivo, disminuyen la eficiencia.

1.1.3 CONCENTRADORES FOTOVOLTAICOS

La tecnología fotovoltaica concentrada (CPV) es diferente de la tecnología fotovoltaica estándar, ya que reemplaza la mayor parte del área de celdas fotovoltaicas con un conjunto de reflectores para reducir los costos. Esta premisa utiliza la teoría de que los reflectores son más baratos de lo que hubiera sido el PV. Los sistemas de concentración pueden agregar una capa adicional de complicación: los sistemas con altas relaciones de concentración (por encima de 5) son eficientes cuando se refleja la luz solar directa y, por lo tanto, el sistema debe rastrear el sol con precisión en todo momento, lo que agrega complejidad y costo. Debido a la complejidad y el costo de la óptica, los rastreadores y el enfriamiento, la rentabilidad general es mejor cuando se utilizan las celdas de mayor eficiencia (40 %). Por lo tanto, los sistemas de CPV tienden a usar células solares sin silicio, como las GaAs-Ge-GaInP₂ de triple unión, que son mucho más caras y más eficientes que las células de silicio estándar. Una clara ventaja de que el CPV tiene frente a un sol “convencional” es el actual cuello de botella en la industria fotovoltaica debido a la escasez de silicio purificado que probablemente persistirá durante varios años.

Un sistema de CPV con una relación de concentración de 500 (o 500 soles) en general utiliza 1/500 de la superficie de la célula fotovoltaica, al igual que la fotovoltaica convencional, por lo que el precio de la célula fotovoltaica constituye un costo menor. Consideración para CPV incluso si se usan células caras. Energy Innovations y SolFocus son dos empresas de nueva creación que están realizando

grandes esfuerzos en este campo. SolFocus proyecta que el costo de su sistema de CPV Gen1 sea tan bajo como \$ 1 / W dolares a un nivel de producción de 1 GW[5]. Además, se espera que los sistemas SolFocus Gen2 alcancen un 26 % de eficiencia y un costo récord menor a \$ 0.50 / W.

1.1.4 AGUA CALIENTE SANITARIA PARA USO DOMÉSTICO

Los calentadores de agua solares domésticos pueden ser una forma rentable de generar agua caliente para hogares residenciales. Los sistemas de calentamiento solar de agua incluyen un tanque de almacenamiento bien aislado y módulos de colector solar. Los colectores solares son el componente clave de los sistemas de calefacción solar, ya que reúne la energía del sol, transforma su radiación en calor y luego transfiere ese calor al agua, el fluido de transferencia de calor al aire. La energía solar térmica se puede utilizar en sistemas de calentamiento de agua, calentadores solares de piscinas y sistemas de calefacción de espacios. Hay tres tipos de colectores solares:

- **Colectores de placa plana:** Colectores de placa plana esmaltados están aislados, a prueba de intemperie cajas que contienen una placa absorbente oscura, Figura 1.3, debajo de uno o más vidrios o Cubiertas de tic (polímero). Colectores de placa plana sin esmaltar ,utilizados típicamente para calentamiento de piscinas solares, tienen una placa absorbente oscura, hecha de metal o polímero, sin una cubierta o recinto.
- **Colectores solares de tubos de evacuación:** Cuentan con filas paralelas de vidrio transparente tubos. Cada tubo contiene un tubo exterior de vidrio y un tubo absorbente de metal, que actúa como un calentador para el tubo y está unido a una aleta como se muestra en la Figura 1.4 (a). El recubrimiento selectivo de la aleta absorbe la energía solar pero inhibe la pérdida de calor por radiación. Estos colectores se utilizan con más frecuencia para las aplicaciones comerciales

de los Estados Unidos.

- Colectores parabólicos compuestos: abreviados como CPC, son otra familia de colectores que mejoran la eficiencia de los colectores de tubos evacuados a través de la óptica sin imágenes[6].

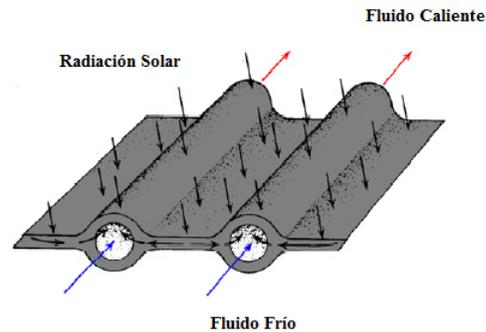


Figura 1.3: Placa absorbente de un colector solar de placa plana



Figura 1.4: a) Vista detallada de un colector solar de tubo al vacío y b) Colector solar de tubo al vacío típico.

La Figura 1.4 muestra la vista en sección transversal de un CPC e indica cómo el colector puede operar con éxito en tres condiciones diferentes de luz solar. Los CPC pueden alcanzar temperaturas cercanas a 232°C sin seguimiento debido a su amplio ángulo de aceptación.

Todos los colectores solares mencionados tienen componentes simples y pueden fabricarse mediante procesos relativamente fáciles en comparación con los de las

tecnologías fotovoltaicas o de película delgada. La figura 1.5 compara la variación típica de la eficiencia de los colectores parabólicos compuestos, de placa atípica, de tubo evacuado y compuestos frente a la temperatura. Un sistema colector de tubos de vacío de 25 tubos con un área de colector bruto de $2,6 \text{ m}^2$ podría tener un costo de alrededor de \$ 769 [6].

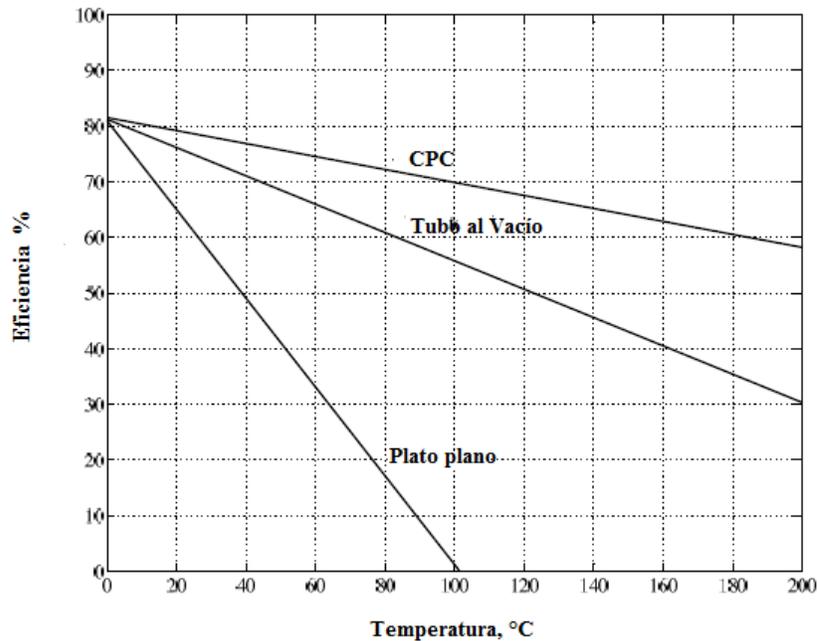


Figura 1.5: Comparación en cuanto a rendimiento de los colectores caracterizados para 1000 W/m^2

1.1.5 CONCENTRADORES DE CANAL PARABÓLICO

En 1984, la primera de las plantas de energía solar de concentración comenzó a convertir la energía solar en electricidad en el desierto de Mojave en California[7, 8]. Era una planta basada en tecnología de canalización solar. Estas plantas son grandes campos de colectores de un solo eje con forma de reflectores parabólicos (espejos) similares a un canal, Figura 1.6. Los colectores están alineados en un eje horizontal

norte-sur en filas paralelas. Rastrean el sol de este a oeste durante el día para garantizar que la radiación directa del rayo solar se enfoque continuamente en los tubos absorbentes que contienen una transferencia de calor. Los tubos receptores suelen ser metálicos y están incrustados en un tubo de vidrio evacuado para reducir las pérdidas de calor. Un recubrimiento especial de alta temperatura reduce adicionalmente las pérdidas de calor por radiación[9]. Los colectores concentran la luz solar de 30 a 60 veces la intensidad normal en el absorbente, calentando el fluido de transferencia de calor a temperaturas tan altas como 390°C . Los tubos receptores generalmente se instalan dentro de un tubo de vidrio evacuado. El vacío proporciona un gran aislamiento térmico a temperaturas tan altas. Luego, el fluido de trabajo se bombea a

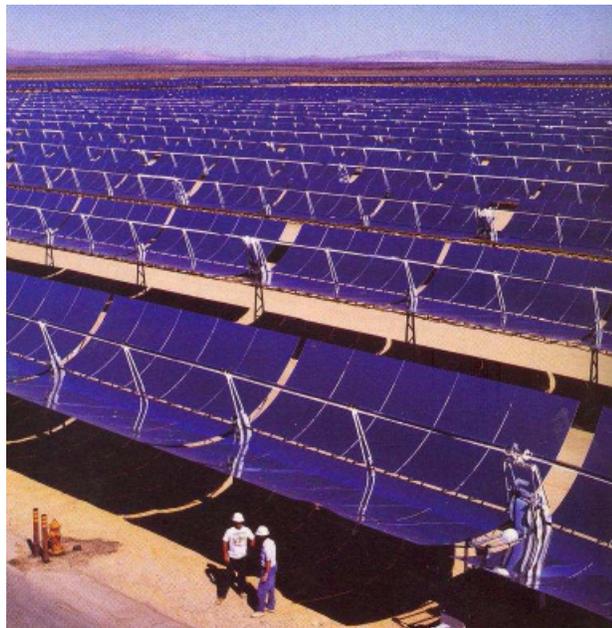


Figura 1.6: Planta de concentradores solares en California

través de una serie de intercambiadores de calor para producir vapor sobrecalentado que alimenta un sistema convencional de turbina / generador (ciclo Rankine) para la producción de electricidad. También es posible producir vapor sobrecalentado directamente mediante colectores solares. Esto obvia el fluido de trabajo intermedio y también reduce los costos. Sin embargo, la generación directa de vapor aún se encuentra en la etapa de prototipo y se requiere más investigación para resolver los problemas termo-mecánicos relacionados con las presiones de trabajo por encima de

100 bar y la presencia de un fluido de dos fases en los tubos receptores[9, 10, 11]. La canalización parabólica solar es actualmente la tecnología solar-térmica-eléctrica más probada debido a la operación exitosa de nueve grandes plantas de energía solar a escala comercial con tamaños que van desde 14 a 90 MW. Originalmente diseñados para funcionar solo con energía solar, actualmente se combinan con plantas alimentadas con combustibles fósiles para complementar la entrada solar durante los períodos de baja radiación solar. La eficiencia de una planta de energía solar térmica es el producto de la eficiencia del colector, las eficiencias asociadas con la transferencia de calor al ciclo de vapor y la eficiencia del ciclo de vapor. La eficiencia del colector depende del ángulo de incidencia de la luz solar y la temperatura en el tubo del absorbente, y puede alcanzar valores de hasta el 75 %. Las pérdidas térmicas suelen ser inferiores al 10 %. En total, las plantas de energía termosolar pueden alcanzar una eficiencia anual de alrededor del 15 % con un factor de capacidad de alrededor del 55 %[9, 7].

El factor de capacidad de una planta de energía es la relación entre la producción real de una planta de energía durante un período de tiempo, y su producción si ha funcionado a plena capacidad durante ese período de tiempo. Esto se calcula sumando la energía total que la planta produjo y dividiéndola por la energía que habría producido a plena capacidad. Hay dos razones principales por las que una planta tendría un factor de capacidad inferior al 100 %. La primera razón es que estuvo fuera de servicio u operando a una salida reducida durante parte del tiempo debido a fallas en el equipo o mantenimiento de rutina. Esto representa la mayor parte de la capacidad no utilizada de las plantas de energía de carga base. Las plantas de carga base tienen los costos más bajos por unidad de electricidad, ya que están diseñadas para brindar la máxima eficiencia y se operan de manera continua con un alto rendimiento. Las plantas geotérmicas, las plantas nucleares, las plantas de carbón y las plantas de biomasa que queman material sólido casi siempre funcionan como plantas de carga base. La segunda razón es que la producción se reduce porque la electricidad no es necesaria o porque el precio de la electricidad es demasiado bajo

para que la producción sea económica. Esto representa la mayor parte de la capacidad no utilizada de las centrales eléctricas de pico. Las plantas en horas pico pueden operar solo unas pocas horas por año o hasta varias horas por día. Su electricidad es relativamente cara. Es antieconómico, incluso inútil, hacer que una planta de energía pico sea tan eficiente como una planta de carga base porque no operan lo suficiente para pagar el costo adicional del equipo, y quizás no lo suficiente para compensar la energía incorporada de los componentes adicionales.

Cuando se trata de energía solar, energía eólica e hidroelectricidad, hay una tercera razón o capacidad no utilizada. La planta puede ser capaz de producir electricidad, pero su combustible, el viento, la luz solar o el agua pueden no estar disponibles. La producción de una planta hidroeléctrica también puede verse afectada por los requisitos para evitar que el nivel del agua suba o baje demasiado y para proporcionar agua para la descarga corriente abajo. Sin embargo, las plantas solares, eólicas e hidroeléctricas tienen factores de alta disponibilidad, por lo que cuando tienen combustible disponible, casi siempre pueden producir electricidad.

1.1.6 TORRES SOLARES

Las torres de energía solar son comercialmente menos maduras que los sistemas de cilindros parabólicos. En los últimos 25 años, se han probado diversos sistemas experimentales y de componentes en todo el mundo (Rusia, Italia, España, Japón, Estados Unidos y Francia) con potencias de salida que van de 0,5 a 10 MW[9, 10, 11, 12]. En una planta de torre de energía solar, que se muestra en la Figura 1.7, se instalan alrededor de una torre de cientos a miles de espejos de seguimiento solar de dos ejes llamados heliostatos, que pueden ser tan altos como un edificio de cincuenta pisos, donde enfocan la luz solar con concentraciones que varían De 100 a 10.000 soles. Varias combinaciones de fluidos de transferencia de calor, como vapor, aire, sodio líquido o sal de nitrato fundido, se usan generalmente para transportar el calor desde el absorbedor, que se encuentra en la parte superior de la torre, hasta un generador de

vapor donde se produce vapor sobrecalentado para conducir un sistema de turbina / generador de ciclo de Rankine convencional. Los medios de almacenamiento térmico como agua / vapor, nitrato sal / agua, sodio, aceite / roca y cerámica se pueden integrar fácilmente con este tipo de sistemas solares para aumentar el factor de capacidad anual, que es aproximadamente el 25% sin almacenamiento térmico, y para mejorar la estabilización de la potencia de salida a través de fluctuaciones en la intensidad solar hasta que la energía almacenada se agota. En una torre de energía solar de sal fundida, la sal líquida a 290°C se bombea desde un tanque de almacenamiento "frío.^a a través del absorbente, donde se calienta a 565°C y luego a un tanque caliente" para el almacenamiento[13, 14].



Figura 1.7: Planta de torre solar en el desierto de Mojave, California.

En el lado negativo, las torres de energía solar deben aprovechar las economías de escala y solo pueden construirse de manera rentable en unidades de 50 o 100 MW. Además, requieren la mayor cantidad de espacio por unidad de energía producida en comparación con cualquier energía solar concentrada Tecnología (CSP). La eficiencia de una turbina / generador de vapor con energía solar utilizada en el concepto de torre de potencia es una función crítica de la temperatura del absorbente, que está influenciada no solo por la energía incidente sino también por varios factores, entre

ellos el rendimiento óptico del heliostato, la limpieza del espejo, La precisión del sistema de seguimiento, y los efectos del viento.

Las plantas de torre de energía solar se pueden combinar con plantas convencionales de combustibles fósiles. Muchas opciones son posibles con las plantas de ciclo combinado de gas natural y de carbón o de petróleo. En las plantas híbridas, la energía solar se puede utilizar para reducir el uso de combustibles fósiles o aumentar la potencia de entrada a la turbina de vapor.

Los dos sistemas de torres de energía solar que se construyeron en los Estados Unidos, como plantas de demostración, se llamaron Solar One (1982-1988) y Solar Two (1995-1999). Las unidades funcionaron con éxito, pero fueron retiradas después del período de demostración. Aunque los nuevos sistemas de torres de energía no se están buscando activamente en los EE. UU., En España se está construyendo una nueva torre de energía solar, conocida como Solar Tres [15]. Es una planta de 17 MWe con 15 horas de almacenamiento de energía térmica y un estimado de 6500 horas de operación por año (es decir, 74 % de factor de capacidad).

1.1.7 SISTEMAS SOLARES DE DISCO PARABÓLICO-MOTOR STIRLING

En la Figura 1.8 se muestra una foto de un sistema de motor de plato solar propiedad y operado por Stirling Energy Systems. Dicho sistema puede usarse para generar electricidad en el rango de 10000 kW. La forma ideal del concentrador es un paraboloide de revolución que concentra la luz solar en el foco del paraboloide. La relación de concentración suele ser superior a 2000 y, por lo tanto, la Figura 1.8: Sistema Solar Dish-Stirling. Imagen cortesía de Stirling Energy Systems (SES). El concentrador debe rastrear el sol en dos ejes. El seguimiento en dos ejes se realiza en el seguimiento de elevación de azimut o el seguimiento polar[9]. En el seguimiento de elevación de azimut, utilizado para sistemas más grandes, el plato gira en un

plano paralelo a la tierra (acimut) y en otro plano perpendicular a él (elevación). En el método de seguimiento polar, utilizado para los sistemas más pequeños, el colector gira alrededor de un eje al eje de rotación de la Tierra. El colector gira a



Figura 1.8: Planta de torre solar en el desierto de Mojave, California.

una velocidad constante de $\pm 15^\circ/\text{h}$ para coincidir con la velocidad de rotación de la tierra. El otro eje de rotación, el eje de declinación, es perpendicular al eje polar. El movimiento alrededor de este eje ocurre lentamente y varía según $\pm 23.5^\circ\text{C}$ durante un año. El seguimiento se debe realizar con un alto grado de precisión para lograr una alta eficiencia. En el foco hay un receptor que se calienta a más de 700°C . El calor absorbido impulsa un motor térmico que convierte el calor en energía motriz y acciona un generador para producir electricidad[9, 16]. La eficiencia de conversión de energía solar a eléctrica de los sistemas de motor de plato puede llegar al 30%, con un gran potencial para un despliegue de bajo costo. Por el momento, los costos de generación de electricidad de estos sistemas son mucho más altos que los de las plantas de energía de canal o de torre, Tabla 1.1. Una serie de prototipos de sistemas de motor de plato están operando actualmente en Nevada, Arizona, Colorado y España. Se han establecido altos niveles de rendimiento; la durabilidad aún no se ha demostrado, aunque algunos sistemas han funcionado durante más de 10.000 horas[16, 17, 18].

Se han considerado varios ciclos termodinámicos para los sistemas parabólico-

motor Stirling. Los ciclos Stirling y Brayton (turbina de gas) abiertos han mostrado los mejores rendimientos hasta la fecha. Los motores Stirling tienen un potencial de alta eficiencia y el calentamiento externo los hace fácilmente adaptables a los platos solares. Los motores Stirling modernos y de alto rendimiento utilizan gas de trabajo de hidrógeno o helio a temperaturas de más de 700°C y presiones de hasta 200 bar, lo que da como resultado un rendimiento de conversión térmico a eléctrico de aproximadamente el 40 %. La principal desventaja de estos tipos de motores es su costo de fabricación, principalmente determinado por los materiales utilizados para el intercambiador de calor del lado caliente (acero inoxidable, aleaciones de alta temperatura o materiales cerámicos) y por el diseño del sistema de enfriamiento. En un sistema de plato Brayton, el calor solar se utiliza para reemplazar o complementar el combustible en la entrada de la turbina de gas. Los diseños actuales incluyen relaciones de presión de aproximadamente 2.5, temperaturas de entrada de la turbina de aproximadamente 850°C y recuperación de calor residual, con eficiencias pronosticadas de más del 30 %. Los sistemas Dish-Brayton aún se encuentran en una etapa temprana de desarrollo.

1.2 ANTECEDENTES

La falta de acceso universal y democrático a las fuentes modernas de energía es una de las limitantes fundamentales para el desarrollo. La degradación ambiental por causas antropogénicas y el imperativo de satisfacer los requerimientos energéticos del desarrollo, agudizan la necesidad de tecnologías económicamente viables para acceder a las fuentes renovables de energía.

Los motores de aire, inventados en 1807, proporcionan una alternativa tecnológica viable para la generación de potencia debido a su simplicidad mecánica y su flexibilidad en los requerimientos de la fuente de energía. En 1816 James y Robert Stirling incluyen el regenerador en el ciclo de aire resultando en la patente del motor Stirling. Otros motores de combustión externa siguiendo el ciclo de Ericsson también

han sido construidos.

La tecnología Stirling es la que ha demostrado hasta el momento rendimientos termodinámicos y mecánicos competitivos en instalaciones experimentales para la producción de trabajo, energía eléctrica y la cogeneración de calor a partir del sol, la biomasa y de combustibles fósiles[19]. Esta tecnología se ha aplicado para energizar pequeños distritos, viviendas independientes[20], el bombeo de agua en instalaciones rurales, medios de transporte marítimo y terrestre[21]. La tecnología Stirling se utiliza con mayor frecuencia en ciertos nichos de mercado como la exploración aeroespacial[22]. El refrigerador Stirling se utiliza ampliamente en aplicaciones criogénicas[23].

Esta línea de investigación ha sido un tema de curiosidad desde sus primeros días. La mayoría de las disertaciones se concentran en las configuraciones clásicas: Alfa, Beta y Gamma. El potencial para demostrar altas eficiencias de ciclo, junto con el desafío de producir un método mecánico duradero para aprovechar su energía, ha dado como resultado que literalmente miles de diseños de motores Stirling hayan encontrado su camino en la literatura técnica y de patentes. Aunque el motor Stirling se inventó en 1816, sin embargo, la teoría del diseño para modelar este tipo de motor se logró aproximadamente 55 años más tarde por un ingeniero alemán "Prof. Gustav Schmidt". El análisis de Schmidt hizo tantos supuestos termodinámicos para lograr la optimización del motor Stirling. Este análisis se basa en el ciclo isotérmico clásico[24], que permitir variaciones de volumen sinusoidales, es una forma ligeramente más realista del ciclo ideal de Stirling. Todo el gas en el espacio de exposición se mantiene a la temperatura de la fuente de calor, y todo el gas en el espacio de compresión se mantiene a la temperatura del disipador de calor porque se suponen coeficientes de transferencia de calor infinitos. También se supone una regeneración perfecta (es decir, la temperatura del gas local es igual a la temperatura de la pared local en el regenerador, y no hay conducción de calor axial). Toda la entrada de calor al ciclo isotérmico ocurre en el espacio de expansión, y toda la salida de calor ocurre en el espacio de compresión.

Urieli y Berchowitz también desarrollaron procedimientos termodinámicos para modelar un motor Stirling que llamaron análisis adiabático[25, 26], es un análisis nodal riguroso que considera las ecuaciones completas de conservación al retener la energía cinética y los efectos de inercia del gas. Las características salientes consisten en (1) aproximación por partes, es decir, discretizar el motor en volúmenes de control de varios tamaños y formas; (2) convertir las ecuaciones diferenciales parciales en un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias mediante la transformación de todos los diferenciales en cocientes de diferencia, excepto la variable de tiempo; y (3) resolver estas ecuaciones diferenciales ordinarias utilizando el método de Runge-Kutta de cuarto orden con una condición inicial estacionaria. Se presentan los resultados de la simulación del motor de prueba hipotético. Estos incluyen la eficiencia y la potencia indicada frente a la velocidad de rotación utilizando aire, helio e hidrógeno como gas de trabajo. Los resultados muestran el comportamiento detallado del fluido de trabajo según lo influenciado por los diversos parámetros de la máquina y las propiedades del fluido de trabajo, y como tal, ayudan a proporcionar una nueva visión del comportamiento complejo de la máquina de ciclo de Stirling.

Martini et al. desarrollaron un modelo isotérmico de segundo orden[24]. En su análisis, se supuso que las temperaturas del gas dependientes del tiempo en los espacios de expansión y compresión de un motor Stirling real se pueden expresar como temperaturas efectivas promediadas en el tiempo. La temperatura efectiva del gas caliente será menor que la temperatura del calentador y la temperatura efectiva del gas frío será mayor que la temperatura más fría. Estas temperaturas se derivaron de los coeficientes de transferencia de calor calculados tanto en el calentador de gas como en el enfriador de gas, así como a partir del requerimiento de calor calculado. Se necesita un procedimiento iterativo como lo describe el autor con gran detalle[27]. Para validar el modelo, se aplicó el código a dos motores de referencia, GPU-3 y 4L23, ambos de General Motors (GM). Cuando se compararon con los valores experimentales para la GPU-3 y los valores pronosticados por GM para el 4L23, se encontró que la potencia y la eficiencia calculadas de Martini están dentro de las

bandas de error del 20 %, si no se utiliza un factor de corrección para la resistencia al flujo, una mejora considerable (reducción de las bandas de error a la mitad) se pueden hacer si (1) se aplica un factor de corrección de aproximadamente 2.9 a los coeficientes de resistencia al flujo, o (2) los coeficientes de transferencia de calor calculados se ajustan por un factor de 0.8.

Los autores anteriores describen como postular el modelo para la parametrización de motores Stirling, los mismo se pueden aplicar a cualquier configuración del mismo ya sea Alpha, Beta o Gamma. Siendo las bases para el diseño de estos motores. A continuación se presentarán investigaciones correspondientes al estudio de este trabajo. Los motores Stirling utilizados para aplicaciones de bajo diferencial de temperatura no han sido aplicaciones muy utilizadas, sin embargo en los últimos años ha crecido el interés por esta aplicación, con el objetivo de uso doméstico, aplicaciones de calor residual y sistemas descentralizados de generación de energía. Las principales fuentes que se aplican para estos motores ha sido biomasa, energía solar y calor residual.

Andreas Wagner en 2008[28] describe los métodos de cálculo mas importantes para el análisis y diseño de motores Stirling tipo Gamma en los últimos 60 años. Métodos simples de orden cero como el de West y Beale, se utilizan para describir el proceso y obtener primeros valores de referencia de eficiencia y rendimiento. Métodos de primer y segundo orden como el del Schmidt para un modelo adiabático ideal y modelo de flujo cuasi estable. Se describen en detalle y se optimizan para el motor Stirling, con un código de programa informático cuasi estable generado, la variación de parámetros se utiliza para obtener una impresión de la dependencia del rendimiento y la eficiencia en la variación de los datos de la geometría de los parámetros y las condiciones de contorno. El comportamiento del motor Stirling de configuración Gamma se analiza en detalle tanto experimentalmente como en teoría: se considera que esto es único. Con el modelo de flujo cuasi estable modificado, se encuentra un método que es capaz de predecir el rendimiento del proceso con una mayor precisión que la que se puede hacer con cualquier otro método de cálculo. Este método puede

modificarse fácilmente para adaptarse a otro motor Stirling.

S. Alfarawi et al. desarrollaron un modelo termodinámico mejorado para la simulación de un motor Stirling tipo Gamma basado en la reconfiguración del análisis adiabático no ideal[29]. El modelo desarrollado fue validado contra medidas experimentales en el prototipo de motor Stirling (ST05 CNC), disponible en la Universidad de Birmingham. Se encontró un buen acuerdo entre el modelo y el experimento para predecir la potencia indicada, la potencia del eje y la eficiencia térmica en diferentes condiciones de operación. Se llevó a cabo un estudio paramétrico para investigar el efecto del ángulo de fase, el tipo de gas, el tipo de matriz del regenerador y el volumen muerto en el rendimiento del motor. También se presentó la posibilidad de utilizar la energía fría almacenada de LN2 para maximizar la potencia del eje. Los resultados mostraron que la potencia del eje se puede mejorar significativamente en un 49 % para el helio y en un 35 % para el nitrógeno cuando la temperatura de enfriamiento se reduce a -50°C , mientras que la temperatura de calentamiento permanece constante a 650 C .

Artin Der Minassians discute el diseño, la fabricación y la prueba de un prototipo de motor Stirling de pistón libre monofásico para bajo diferencial de temperatura[30]. Este prototipo de baja potencia está diseñado y fabricado como un banco de pruebas para proporcionar una comprensión clara del funcionamiento del ciclo de Stirling, para identificar los componentes clave y las principales causas de irreversibilidad, y para verificar los modelos teóricos correspondientes. Como componente, se plantea el diseño de un subsistema de pistón desplazador de muy baja pérdida por resonancia mecánica. En este prototipo, el pistón de potencia no está unido mecánicamente al pistón del desplazador y forma un subsistema de resonancia masa-resorte con el resorte de gas de la cámara del motor y tiene una frecuencia de resonancia igual a la del desplazador. El prototipo del motor fabricado se probó con éxito y los resultados experimentales se presentan y discuten. Los resultados experimentales se presentan y comparan con los cálculos de diseño. Las evaluaciones experimentales confirman los modelos para la fricción de flujo y la disipación de histéresis de los resortes de gas.

Se revela que la pérdida por histéresis de los resortes de gas es un fenómeno importante de disipación en los motores Stirling de baja presión y baja potencia, y debe abordarse con cuidado durante el diseño, ya que puede dificultar el funcionamiento del motor. Un análisis más detallado muestra que la disipación de la histéresis del gas puede reducirse drásticamente aumentando el número de fases en un sistema con un pequeño compromiso sobre la frecuencia de operación y, por lo tanto, la potencia de salida. Además, se muestra que para un número par de fases, la mitad de los pistones podrían eliminarse utilizando un inversor. Al introducir un inversor al sistema fabricado, el sistema demuestra su capacidad de autoencendido en el modo de motor y valida las expresiones derivadas para calcular la temperatura de arranque.

Mike He [31] discute el diseño, la fabricación y la prueba de un motor Stirling como el componente clave en un sistema eléctrico termosolar. En particular, el diseño aborda el diferencial de baja temperatura que se puede lograr con energía solar distribuida con bajos índices de concentración y para que el bajo costo sea competitivo en el espacio energético. La disertación abarca el diseño, la fabricación y la prueba de un motor Stirling de 2,5kW con una eficiencia térmica-mecánica predicha del 20 %, que representa el 60 % de la eficiencia de Carnot, operando entre 180°C y 30°C. Las opciones de diseño y el proceso de los componentes principales del motor se discuten en detalle, incluidos los intercambiadores de calor, el regenerador, los pistones , alternador, proceso de modelado, simulación y optimización en el diseño del motor. Finalmente, la investigación cubre el montaje y las pruebas experimentales que validan el diseño en términos de rendimiento del intercambiador de calor, pérdidas, cinemática y trabajo de ciclo.

Ninguno de los autores anteriores expone una descripción fundamentada de como postular el diseño y manufactura de un motor Stirling de configuración tipo Gamma de bajo diferencial de temperatura, que genere electricidad mediante energía solar térmica. Este trabajo esta dirigido al estudio del diseño y manufactura del motor en cuestión , con el objetivo de obtener resultados experimentales que permitan validar el comportamiento del mismo, y con esto comprender como realizar mejoras

al funcionamiento del motor.

1.3 HIPÓTESIS

Es posible diseñar y manufacturar un motor Stirling de configuración Gamma que trabaje con bajo diferencial de temperatura suministrado por energía solar térmica, que permita obtener una metodología de diseño de estos convertidores primarios para la generación eléctrica con una eficiencia de más del 10% y potencia máxima de salida de 2,5 kW.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y manufacturar un motor Stirling configuración Gamma de bajo diferencial de temperatura que permita obtener una metodología de diseño de estos convertidores primarios, permitiendo evaluar el impacto que tienen los parámetros de diseño termodinámicos y las condiciones de operación en el desempeño del motor.

1.4.2 OBJETIVO ESPECÍFICOS

- Analizar los Antecedentes sobre el motor Stirling de configuración Gamma para poder postular de forma adecuada el diseño del mismo.
- Postular el modelo termodinámico.
- Diseño del mecánico del motor.
- Manufactura del prototipo.

-
- Definir los parámetros claves de diseño termodinámico del motor y cómo éstos influyen en el desempeño del ciclo.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 CICLOS DE GAS CON FUENTES DE CALOR EXTERNA

Los convertidores primarios de ciclo de gas con fuente de calor externa constituyen la familia de motores que utiliza una fuente externa de calor y un fluido de trabajo monofásico en estado gaseoso. Históricamente estas máquinas se conocen como motores de aire. Desde el siglo XVII brindan una alternativa viable para la generación de energía. En su simplicidad tecnológica aventajan a las tecnologías de ciclos de vapor.

La mayoría de los motores de gas con fuente de calor externa (MOFEX) se encuentran todavía en la fase básica de investigación. Los resultados más avanzados se concentran en las configuraciones clásicas del motor Stirling: Alfa, Beta y Gamma. En el mercado existen distintas soluciones con tecnología Stirling para aplicaciones solar térmicas y de cogeneración a costos competitivos de la energía. El costo de la capacidad instalada de generación de estas aplicaciones sigue siendo entre 2-10EUR/W[32]. A continuación se presentan los diferentes motores de esta familia y se compara su desarrollo tecnológico.

2.1.1 MOTORES STIRLING

Desde 1816 a la fecha se han desarrollado muchos motores Stirling. Junto con el ciclo Ericsson teóricamente pueden convertir calor en energía mecánica a la eficiencia de Carnot. Los mejores motores Stirling muestran eficiencias del 30 % al 40 % con temperaturas de trabajo de 923-1073 K, y velocidades de trabajo en un rango de 2000 a 4000 rpm. Sus capacidades normalmente van de menos de un 1W hasta un 1MW de potencia. Los motores de accionamiento cinemáticos son más grandes por lo general, con una potencia nominal de 1-500kW eléctrico. Normalmente la potencia nominal de las variantes a pistón libre oscila entre 1-25kW, lo que las hace atractivas para aplicaciones de pequeña y micro escala. Hoy existen en el mercado muchos sistemas de cogeneración con motores Stirling, el líder del mercado es Cleanergy con las diferentes variantes de su modelo de motor Stirling SOLO. Muchos de los sistemas de cogeneración Stirling están diseñados para utilizar fuentes renovables de energía, incluyendo combinaciones híbridas de sistemas de energía solar y combustible. Las potencias de los sistemas con cogeneración están normalmente entre 1-9kW de electricidad y 7-26kW de energía térmica[32]. Los intervalos de eficiencia de conversión de energía eléctrica están entre 12 % y 28 %, y la eficiencia de la cogeneración puede ser tan alta como 95 % en algunas aplicaciones para energizar edificaciones[33]. El costo de la instalación de estos sistemas está entre 1300 y 10000 EUR/kWe y los costos de mantenimiento son alrededor de 0,013 USD/kWh.

En el pasado han existido intentos exitosos de aplicar la tecnología Stirling en el transporte marítimo y terrestre[34]. Entre las aplicaciones más connotadas se encuentra un modelo de submarino nuclear de la marina Finlandesa y el proyecto de la NASA, que en 1986, desarrolló un motor Stirling y lo instaló en un “Chevrolet Celebrity” con resultados competitivos frente a los motores convencionales[35]. Las aplicaciones solar térmicas Stirling para generar electricidad, por lo general tienen una potencia nominal entre 1-100kWe. Ericsson en 1870 construyó la primera máquina Stirling de fuente solar. A partir de esta se han ido desarrollando por varios inves-

tigadores, aplicando colectores solares parabólicos, ventanas de cuarzo transparente, concentradores solares y tecnologías solares de plato (Solar dish/engine technology) entre los avances fundamentales en el campo[36]. La mayoría de los Stirling solares modernos se energizan con concentradores, por lo general platos parabólicos. Algunos trabajan con presiones de llenado de hasta 200bar y con helio o hidrógeno como fluido de trabajo. En la literatura están reportadas eficiencias de conversión de electricidad de hasta el 40 %. Las temperaturas de trabajo están alrededor de 1000K. La mayoría de los motores reportados todavía están en la fase de prototipos experimentales y tienen eficiencias de conversión de energía eléctrica en torno al 26 % y rangos de potencia eléctricas entre 20 - 50kW. Otra variante de la tecnología Stirling son los motores de bajo diferencial térmico (MBDT). El objetivo de esta tecnología consiste en aprovechar en las máquinas muy pequeñas diferencias de temperatura para producir trabajo. Las eficiencias son necesariamente bajas, y se han logrado construir para utilizar 0,5°C de diferencia entre la fuente y el sumidero. Ya existen en el mercado aplicaciones como el “Epiphany One Puck”. Esta aplicación carga aparatos móviles de comunicación y computación utilizando el gradiente térmico entre el ambiente y una taza de café, o el que existe entre el ambiente y una fuente fría como un vaso de agua helada. Un gran avance en la tecnología MBDT podría revolucionar la industria energética.

2.1.2 MOTORES TERMOACÚSTICOS

Los motores termoacústicos utilizan calor para generar energía acústica, que a su vez se puede convertir en energía eléctrica por medio de un alternador lineal vibratorio como un altavoz. En general, los motores termoacústicos se pueden dividir en las ondas estacionarias y los de ondas viajantes. Estos dos tipos de dispositivos termoacústicos se pueden dividir en dos clases termodinámicas, un motor, y una bomba de calor. El primer motor crea trabajo utilizando una fuente de calor, mientras que la bomba de calor mueve el calor de un espacio frío a otro caliente mediante

el trabajo. En comparación con los refrigeradores de vapor, los refrigeradores termoacústico no tienen tóxicos refrigerante. Además tienen pocas o ninguna las partes móviles por lo tanto, no requieren de sellado dinámico o lubricación. Esencialmente estos motores son ligeros por lo que son ideales para las condiciones extremas como las de las aplicaciones aeroespaciales.

Varios investigadores han desarrollado estos motores con éxito. Backhaus et al. ha logrado eficiencias de conversión a potencia acústica entre el 21-30% en un dispositivo de 1kW[37]; otros como Petach et al. han desarrollado el primer generador termoacústico funcional con una eficiencia total del sistema de hasta el 18% [37]. Otra aplicación de esta tecnología está en el aprovechamiento del calor residual de los “flares” en las plataformas petroleras para impulsar grandes refrigeradores termoacústicos. Estos refrigeradores permiten licuar el gas natural para su transportación[38]. Otro ejemplo de aplicación es el proyecto SCORE que ha desarrollado un motor termoacústico de bajo costo (menor a 30 USD por unidad), este consiste en una unidad de cogeneración a pequeña escala con una eficiencia del 3,2% para la generación de electricidad y el 25% para la producción de calor para cocinar[38].

2.1.3 MOTORES DE TUBO DE PULSOS

El concepto del Motor de Tubo de Pulso (MTP) fue presentado por Organ en el 2007[39]. Éste ha sido estudiado numérica y experimentalmente por Hamaguchi et al.[40]. En el 2009 Yoshida et al. midió el flujo de trabajo en un motor de tubo de pulso, y mostraron que podían ser clasificados en el grupo de motores termoacústicos de onda estacionaria[41]. En el 2012 Moldenhauer et al. profundizó en los estudios numéricos y experimentales del MTP, sus resultados indicaron potencias y eficiencias en el orden de 6W y 8%[42]. Estos resultados refuerzan el potencial del MTP para aplicaciones de recuperación de calor de baja temperatura.

2.1.4 MOTORES ERICSSON

Los motores Ericsson son un caso especial del ciclo de la turbina de gas. El motor inicialmente construido por Joule era una versión simplificada, sin el recuperador, del construido anteriormente por Ericsson en 1833. Este motor dispone de un regenerador o recuperador de calor, puede funcionar en ciclo abierto o cerrado y la expansión y la compresión se producen simultáneamente en las caras opuestas del pistón. Estos motores tienen como ventaja sobre los Stirling, que el volumen de gas de sus intercambiadores de calor no genera espacio muerto. Existen estudios numéricamente con unidades de micro-cogeneración presentando resultados satisfactorios con motores de potencia eléctrica de 11kW y que producen 13,2 kW de energía térmica útil.

2.1.5 MOTORES DE LAG TÉRMICO

El Motor de Lag Térmico fue inventado por Tailer en 1993[43]. Este motor es un concepto elegantemente simple para un motor de combustión externa con una sola parte móvil, el pistón. Los principios de funcionamiento de este motor todavía no se conocen bien. Las primeras mediciones presentando diagramas de presión volumen de un MLT como el de Tailer se publicaron en el 2013[32]. Los motores, construidos hasta hoy, muestran un bajo desempeño. Los resultados de investigaciones presentadas en este trabajo muestran que hay espacio de mejora. Los resultados muestran eficiencias superiores al 10% y densidades de potencia competitivas, utilizando aire a una presión de llenado de 1bar y 300°C en la temperatura de la fuente térmica. La simplicidad mecánica del MLT hace que sea una tecnología atractiva para aplicaciones solares o de recuperación de calor residual.

2.1.6 COMPARANDO LOS MOFEX

En la Tabla 2.1 se resumen las principales características de los diferentes MOFEX estudiados. Se puede observar que los motores termoacústicos y Stirling son tecnologías con un curso de desarrollo avanzado. Las otras alternativas están en una etapa temprana de desarrollo y se requiere continuar las investigaciones para poder comprender cómo alcanzar su máximo potencial.

Tabla 2.1: Comparación de los distintos motores de gas con fuente de calor externa (N resultado numérico, M resultado medido)

Tipo de MOFEX	Densidad de Potencia [W/cc]		Eficiencia Indicada		Temperatura de la Fuente (K)	Condiciones de Llenado		Potencia (kW)	Aplicación	Estado Tecnológico
	N	W	N	W		Presión	Gas			
Stirling Convencional	0.02	0.02	40 %	50 %	923-1073	33 bar	Helio	<500	Cogeneración	Desarrollo de productos
Termoacústicos	0.48	0.43	30 %	30 %	900	52 bar	Helio	<1	Exploración aeroespacial, cogeneración.	Desarrollo de aplicaciones
Tubo de Pulso	0.5	0.07	15 %	8 %	673-926	10 bar	Helio	<0.05	Cogeneración	Investigación básica
Lag Térmico	0.5	0.01	17 %	1 %	600-900	1 bar	Aire	<0.05	Cogeneración	Investigación básica
Ericsson	0.10	0.10	29 %	20 %	1373	1 bar	Aire	10.8	Cogeneración	Investigación básica

2.2 TIPOLOGÍA DE MOTORES STIRLING

Como se había descrito en las secciones anteriores el motor Stirling existe desde hace muchos años, su presencia se extiende ya por dos siglos. El motor Stirling convierte el calor en energía mecánica de manera similar a otros motores mecánicos, esto mediante la adición de calor al gas de trabajo permitiendo a este expandirse para generar trabajo y luego en el otro tiempo del ciclo, después de ceder calor comprimirse en el espacio frío del motor. El ciclo ideal de Stirling satisface los requisitos de reversibilidad de Carnot y puede describirse con referencia a la Figura 2.1, donde

las instantáneas de cuatro posiciones extremas de los pistones del motor Stirling se representan, con las características correspondientes del ciclo termodinámico de presión contra volumen. En esta figura, se muestra una de las configuraciones mecánicas para realizar el ciclo de Stirling, que se conoce como la disposición de pistón doble, o más comúnmente como la disposición Alfa. El regenerador, que generalmente se encuentra entre los lados frío y caliente del motor, comprende una matriz de cables finos. El proceso 1-2 es el proceso de compresión isotérmica durante el cual se elimina el calor del motor a la temperatura del fregadero frío. De manera similar, el proceso 3-4 es el proceso de expansión isotérmica durante el cual se agrega calor al motor a la temperatura de la fuente caliente. Los procesos 2-3 y 4-1 son los procesos de desplazamiento de volumen constante en los que el gas de trabajo pasa a través del regenerador. Durante el proceso 4-1, el gas de trabajo entrega su calor a la matriz del regenerador, que se recuperará posteriormente durante el proceso 2-3. Por lo tanto, aunque se transfieren cantidades considerables de calor durante el proceso de desplazamiento, se considera que son adiabáticas externas, cumpliendo los requisitos de Carnot para lograr la máxima eficiencia alcanzable[44].

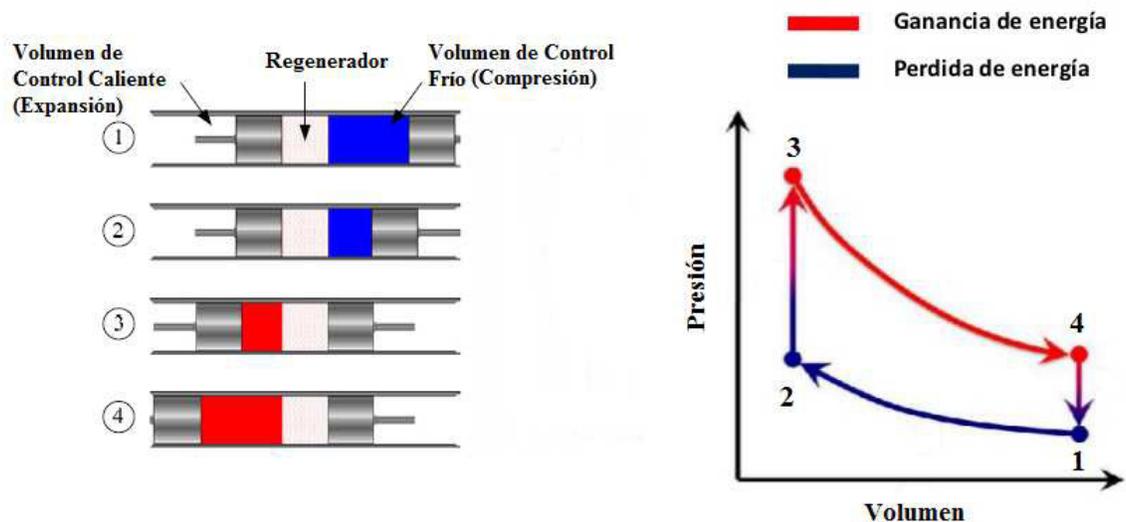


Figura 2.1: Ciclo stirling

Es extremadamente difícil incluso acercarse a los espacios de trabajo isotérmicos con la tecnología de intercambiador de calor convencional. Los regeneradores, por otro lado, pueden ser diseñados para ser altamente efectivos. Por lo tanto, usualmente se introducen intercambiadores de calor separados para el calentador y el enfriador. En el modelo adiabático del ciclo de Stirling, se considera que el ciclo ideal tiene componentes de calentador y enfriador isotérmicos, mientras que los espacios de expansión y compresión (o espacios de trabajo) se consideran adiabáticos. En contraste, el modelo isotérmico, que es el ciclo ideal que representa a todos los motores Stirling, considera espacios de trabajo puramente isotérmicos e intercambiadores de calor ideales[44].

Los motores Stirling se pueden clasificar por la configuración de su espacio de trabajo y por el tipo de control mecánico del pistón. Clasificándolos por el espacio de trabajo se encuentran tres configuraciones principales:

- Motores tipo Alpha.
- Motores tipo Beta.
- Motores tipo Gamma.

Clasificándolos por el tipo de control mecánico del pistón:

- Máquinas con transmisión cinemática (cigüeñal)
- Motores de pistón libre En este concepto, los dos pistones oscilan contra un volumen de gas que funciona como un resorte. No hay conexión mecánica de los pistones. La energía se extrae mediante generadores lineales o circuitos neumáticos o hidráulicos.
- Motores híbridos Este tipo es una combinación de dos enumerados anteriormente. Un pistón funciona con transmisión mecánica mediante un cigüeñal, y el otro a pistón libre. La máquina Ringbom es una unidad de este tipo y lleva el nombre de Ossian Ringbom, quien patentó esta máquina en 1907[45].

2.2.1 MOTOR TIPO ALPHA

La configuración Alpha Figura 2.2 tiene dos pistones de potencia, uno en un cilindro caliente, uno en un cilindro frío, y el gas es impulsado entre los dos por los pistones; es típicamente en una formación en V con los pistones unidos en el mismo punto en un cigüeñal. En este caso los pistones tienen que estar sellados de sus alrededores, el sellado para esta configuración es mas sencillo que para un pistón solamente, ya que el diámetro es significativamente pequeño[28]. No existen perdidas de calor ya que los dos pistones trabajan a temperaturas homogéneas.

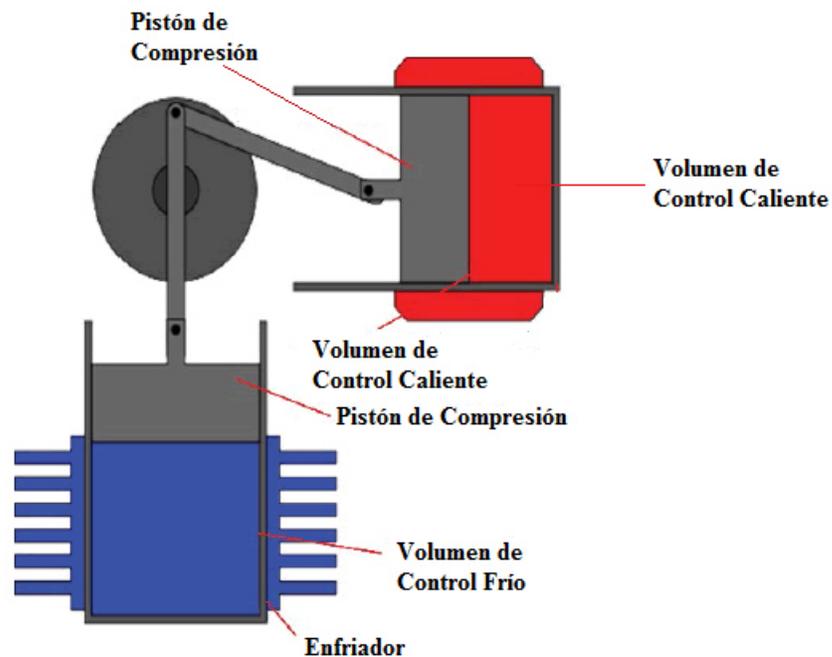


Figura 2.2: Esquema de configuración Alpha de un motor Stirling

2.2.2 MOTOR TIPO BETA

La configuración beta Figura 2.3, tiene un solo cilindro con un extremo caliente y un extremo frío, que contiene un pistón de potencia y un desplazador que impulsa el gas entre los extremos caliente y frío. Por lo general, se usa con un mecanismo de transmisión en forma de rombo para lograr la diferencia de fase entre el desplazador y los pistones de potencia, pero se pueden unir 90° fuera de fase en un cigüeñal. La ventaja de esta configuración es que el desplazador y el pistón de potencia pueden trabajar superpuestos, como si fueran un solo cilindro. Esto permite una mayor relación de compresión del motor y la reducción del volumen muerto del mismo.

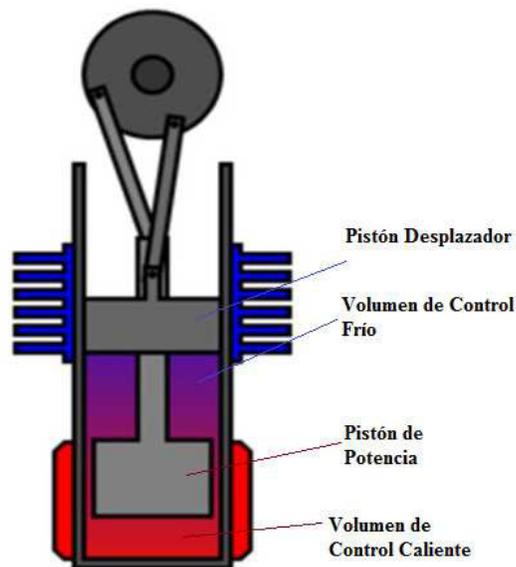


Figura 2.3: Esquema de configuración Beta de un motor Stirling

2.2.3 MOTOR TIPO GAMMA

La configuración Gamma Figura 2.4, tiene dos cilindros: con un extremo caliente y otro frío, uno que contiene el desplazador y otro para el pistón de potencia; los mismos se unen mediante mecanismo de transmisión para formar un solo espacio

con la misma presión en ambos cilindros. Los pistones están típicamente en paralelo y unidos a 90-120° desfasado en el cigüeñal. La desventaja de esta configuración es el alto valor de sus volúmenes muerto lo que conlleva a bajos valores de relación compresión y baja eficiencia térmica comparado con las otras configuraciones, sin embargo el hecho de utilizar una transmisión clásica tipo cigüeñal hace que la eficiencia mecánica sea mayor a las otras variantes, y sea atractiva para su aplicaciones de bajo diferencial de temperatura[28].

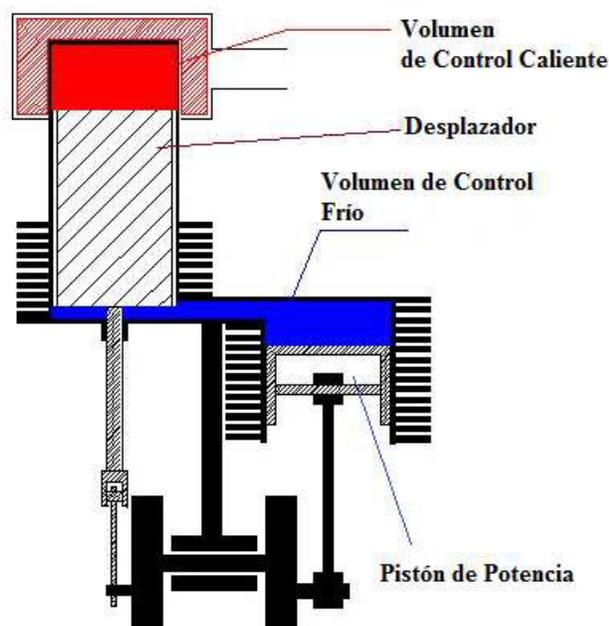


Figura 2.4: Esquema de configuración Gamma de un motor Stirling

2.3 MOTORES STIRLING DE BAJO DIFERENCIAL DE TEMPERATURA

Un motor Stirling de bajo diferencial de temperatura (LTD) puede funcionar con una pequeña diferencia de temperatura entre los extremos caliente y frío del

cilindro desplazador[46]. Es diferente de otros tipos de motores de ciclo Stirling, que tienen una mayor diferencia de temperatura entre los dos extremos y, por lo tanto, la potencia desarrollada a partir del motor puede ser mayor. Los motores LTD pueden ser de dos diseños. El primero utiliza la operación de una sola manivela donde solo el pistón de potencia está conectado al volante, llamado el motor Ringbom. Este tipo de motor, que ha aparecido con mayor frecuencia, se basa en el principio de Ringbom. Para reemplazar la varilla de conexión del desplazador se ha utilizado una barra de desplazamiento corta de gran diámetro en una guía ajustada y mecanizada con precisión. El otro diseño se llama motor cinemático, donde tanto el desplazador como el pistón de potencia están conectados al volante. El motor cinemático con un ángulo de fase normal de 90° es un motor de configuración Gamma[46].

Algunas características del motor LTD

- La proporción de volúmenes de barrido del desplazador a la potencia es grande.
- El diámetro del cilindro desplazador y el desplazador es grande.
- La carrera del desplazador es pequeña.
- El período de reposo al final de la carrera del desplazador es bastante más largo que el standard en un motor Stirling.

Los motores LTD Stirling proporcionan valor como unidades de demostración, pero de inmediato se vuelven interesantes cuando se considera la posibilidad de generar energía a partir de muchas fuentes de calor residual a baja temperatura en las que la temperatura es inferior a 100°C [46]. Un cálculo utilizando la fórmula del ciclo de Carnot muestra que un motor que funciona con una temperatura de fuente de 100°C y una temperatura de hundimiento de 35°C proporciona una eficiencia térmica máxima de aproximadamente 17.42%. Si se pudiera construir un motor para alcanzar el 50% de la eficiencia térmica máxima, tendría alrededor del 8,71% de la eficiencia total de Carnot. Incluso la eficiencia térmica calculada parece bastante baja, pero los motores LTD Stirling podrían usarse con fuentes de baja temperatura gratuitas o

económicas. Este motor debe seleccionarse cuando se tienen en cuenta los motores de bajo costo. Aunque la potencia específica desarrollada por los motores LTD Stirling es baja, se pueden usar materiales baratos como los plásticos como partes del motor.

2.3.1 MOTORES LTD A PEQUEÑA ESCALA

Los desarrollos de los motores LTD Stirling comenzaron desde los años 80 Kolin[47, 48]. Construyó una serie de pequeños motores LTD Stirling, uno de los cuales podía operar a una diferencia de temperatura de solo 15°C . Senft también fue uno de los pioneros de los motores LTD Stirling. En 1991, Senft construyó un motor Ringbom LTD funcionando con una diferencia de temperatura ultra baja de solo 0.5°C [49], que fue la diferencia de temperatura más baja jamás reportada. Después del trabajo pionero de Kolin y Senft, se han desarrollado varios modelos de motores e incluso se han comercializado con fines de demostración y enseñanza. En general, los modelos de motores pequeños Stirling LTD tienen una potencia de salida del orden de 1 a 10 mW, velocidad inferior a 500 rpm con eficiencias térmicas inferiores al 0,1%. Por ejemplo, una prueba en un modelo comercial de motor de tipo Stirling LTD realizado por Jung y Won[50] mostró que comenzó a funcionar a una diferencia de temperatura de 6.5°C . La velocidad de rotación varió de 48 rpm a 150 rpm, y la potencia de salida fue de aproximadamente 0,3 a 2,5 mW cuando la diferencia de temperatura varió de $6,5^{\circ}\text{C}$ a 19°C . Robson[51] desarrolló un motor LTD Ringbom Stirling basado en un método de análisis numérico de tercer orden. El motor experimental tenía un volumen barrido de 16 cm^3 y cuatro regeneradores incrustados dentro del desplazador. Comenzó a funcionar a una diferencia de temperatura de 62°C . La velocidad del motor osciló entre 200 y 220 rpm cuando la diferencia de temperatura estaba en la región de 80°C . Cinar et al.[52] investigó el efecto del material desplazador en el rendimiento de un motor LTD Stirling. El motor fue probado con dos desplazadores diferentes hechos de aleación de aluminio y fibra de madera de densidad media. Los resultados indicaron que el motor con el desplazador hecho de

fibra de densidad media tenía un mejor rendimiento en los aspectos de potencia de salida y par. Comenzó a funcionar a la temperatura de calentamiento de 235°C con un desplazador de aleación de aluminio y solo 115°C con el desplazador de fibra de madera de densidad media. La potencia más alta proporcionada por el desplazador de cartón de densidad media fue de 3.06 W a 160°C, mientras que la potencia alcanzada por el desplazador de aleación de aluminio fue de 2.59 W a 320°C. La mejora del rendimiento se debió a la menor conductividad térmica y la menor densidad del desplazador no metálico.

2.3.2 MOTORES LTD A GRAN ESCALA

Los motores LTD Stirling discutidos en la sección anterior son relativamente pequeños en potencias de salida, que típicamente estaban en la escala de mili Watt. Algunos investigadores intentaron escalar estos motores para obtener potencias de salida mucho más grandes. Iwamoto et al.[53] construyó un motor Stirling LTD de clase 300 W. Se informó una potencia de salida máxima de aproximadamente 146 W a una velocidad de rotación de aproximadamente 143 rpm cuando la temperatura de la fuente de calor era de 130°C. La eficiencia indicada alcanzó el 5% cuando funcionó a la potencia de salida máxima. Alcanzó aproximadamente el 50% de la eficiencia de Carnot a su velocidad nominal. Más tarde, desarrollaron un motor LTD Stirling aún más grande en el rango de potencia de 1 kW. Era un motor tipo alfa con dos pistones de potencia dispuestos coaxialmente. El diámetro del cilindro era de 400 mm y el peso total del motor era de hasta 2 toneladas. De acuerdo con los datos informados, alcanzó casi 700 W bajo una diferencia de temperatura de solo 80°C[54]. Sus resultados mostraron que es técnicamente posible que los motores LTD Stirling puedan ampliarse para tener salidas de potencia para usos prácticos. Lloyd y su equipo[55, 56] propusieron un motor LTD Stirling con Intercambiadores de calor y regeneradores dispuestos radialmente en un recipiente en forma de tambor. Un desplazador rotatorio ocupaba un tercio del espacio en el recipiente con forma de

tambor y era accionado por un motor paso a paso para girar hacia atrás y hacia adelante para desplazar el gas a través del regenerador en forma de cuña y los intercambiadores de calor. El objetivo del motor era generar una potencia de salida de 1 kW con una diferencia de temperatura de solo 30°C. Más tarde se construyó un motor de prueba. Sin embargo, solo se realizaron pruebas preliminares y no se han informado más resultados sobre el rendimiento.

Muchas empresas también han demostrado su interés en desarrollar motores Stirling LTD a gran escala con potencias de entre cien y miles de Watt para utilizar energía geotérmica, energía solar, calor residual industrial de baja calidad, etc. Sin embargo, pocas publicaciones científicas sobre el diseño y Los resultados se han divulgado probablemente debido a las consideraciones comerciales.

2.3.3 MOTORES LTD CON APLICACIÓN EN ENERGÍA SOLAR

La capacidad de operación a baja temperatura del motor LTD Stirling lo convierte en una buena alternativa para aplicaciones de energía solar a baja temperatura. Varios diseños conceptuales y trabajos numéricos se han llevado a cabo en motores Stirling LTD alimentados con energía solar desde 2005. En el artículo de revisión de Thombare y Verma[23] sobre el desarrollo tecnológico de los motores de ciclo Stirling, se observó que el LTD de doble acción alimentado con energía solar Los motores Stirling que funcionaban a temperaturas relativamente bajas con helio como fluido de trabajo eran motores potencialmente atractivos para el futuro. Abdullah et al.[57] presentó las consideraciones de diseño para un motor Stirling de doble acción y cuatro cilindros para aplicaciones solares a una temperatura de calentamiento de 70°C. Shazly et al.[57] llevó a cabo un análisis térmico de un pequeño motor Stirling LTD con energía solar basado en un modelo de transferencia de calor y la fórmula de Beale. Kerdchang et al.[58] realizó un diseño conceptual y estudio numérico de un motor Stirling de tipo beta alimentado por energía solar para las aplicaciones de circulación de agua para la aireación. Las características únicas del diseño fueron

que el R-11 se usó como fluido de trabajo y se emplearon válvulas de retención para controlar la dirección de flujo del fluido.

Se construyeron e investigaron más motores experimentales de Stirling LTD alimentados por energía solar. Tavakolpour et al.[59] construyó y probó un motor Stirling LTD alimentado con energía solar con dos cilindros conectados en un eje. Como fuente de calor incorporada se empleó un colector solar de placa plana que alcanzó una temperatura de calentamiento de alrededor de 100°C . Primero se utilizó un modelo de transferencia de calor finito para calcular las temperaturas del gas en los espacios fríos y calientes. Luego se empleó la teoría clásica de Schmidt para evaluar el trabajo de salida teórico y optimizar el ángulo de fase de acuerdo con las temperaturas obtenidas. Se indicó que la eficiencia térmica se puede aumentar efectivamente si la efectividad del regenerador aumenta de cero a uno. Los experimentos se llevaron a cabo en el motor sin un regenerador, es decir, una brecha anual entre el desplazador y el cilindro como paso regenerativo. Se informó una potencia máxima de 0.27 W en el motor funcionando a 14 rpm con una temperatura de colector de 110°C y una temperatura de hundimiento de 25°C .

En los últimos 10 años, Kongtragool y Wongwises llevaron a cabo una serie de trabajos en los motores LTD Stirling para la utilización de energía solar. En 2005, investigaron teóricamente la temperatura óptima del absorbedor de un concentrador cónico que reejaba una vez para maximizar la eficiencia global de un motor Stirling LTD con energía solar[60]. En 2007, se construyó un motor Stirling LTD de pistón de doble potencia[61]. Tenía dos pistones de potencia con un volumen total barrido de 893 cm^3 , y un desplazador con un volumen barrido de 6394 cm^3 . El desplazador también funcionó como un regenerador en movimiento que usaba un estropajo de acero inoxidable como la matriz regenerativa. El rendimiento del motor con aire ambiente como el gas de trabajo se probó por primera vez con una lámpara halógena de tungsteno como simulador solar. Las potencias máximas de salida oscilaron entre $0,88\text{ W}$ y $1,69\text{ W}$ cuando la temperatura de calentamiento estuvo dentro del rango de $126\text{--}163^{\circ}\text{C}$. Las eficiencias y velocidades térmicas correspondientes fueron de

alrededor de 0.5 % y 50 rpm, respectivamente. Cuando el motor estaba alimentado por un quemador de GLP, se alcanzó una potencia máxima del eje de 11.8 W a 133 rpm a 316 °C. Más tarde, construyeron un motor similar de Stirling LTD con cuatro pistones de potencia y un volumen barrido mucho mayor[61]. Se obtuvieron niveles similares de rendimiento. En 2008, construyeron y probaron un pequeño motor Stirling LTD de un solo pistón impulsado por energía solar real mediante el uso de un concentrador parabólico[62]. Se conectó un pequeño generador de corriente continua al motor para generar electricidad. Se informó una potencia eléctrica máxima de 2,3 W con una eficiencia global de alrededor del 0,1 %. Boutammachte y Knorr[63] construyeron dos motores Stirling LTD tipo Gamma de tipo solar con el objetivo de bombear agua en países en desarrollo con una solución simple, robusta y de bajo costo. Uno de los motores con enfriador tubular se representó en la Figura 2.5. El otro motor tenía una configuración similar, pero con un intercambiador de calor frío de placa plana que tenía un área de contacto mucho más grande con el fluido de trabajo, es decir, aire ambiente.

Se usó una placa de aluminio como material del absorbente de radiación para el extremo caliente en la parte superior del motor. Cuando el absorbedor recibió una potencia de radiación de 1575 W a la radiación solar de 900 W / m², ambos motores bombearon aproximadamente 6 m³ de agua por día a 10 m de altura. La potencia correspondiente fue de 20.44 W con una eficiencia del 1.3 %. Las mediciones de los diagramas de presión y volumen indicaron que el motor con intercambio de calor frío de placa plana tenía un área de ciclo más grande, lo que demuestra que un buen rendimiento de enfriamiento en el extremo frío tenía un efecto positivo. También se encontró que la cubierta del absorbente era crítica para minimizar las pérdidas de calor de la convección.

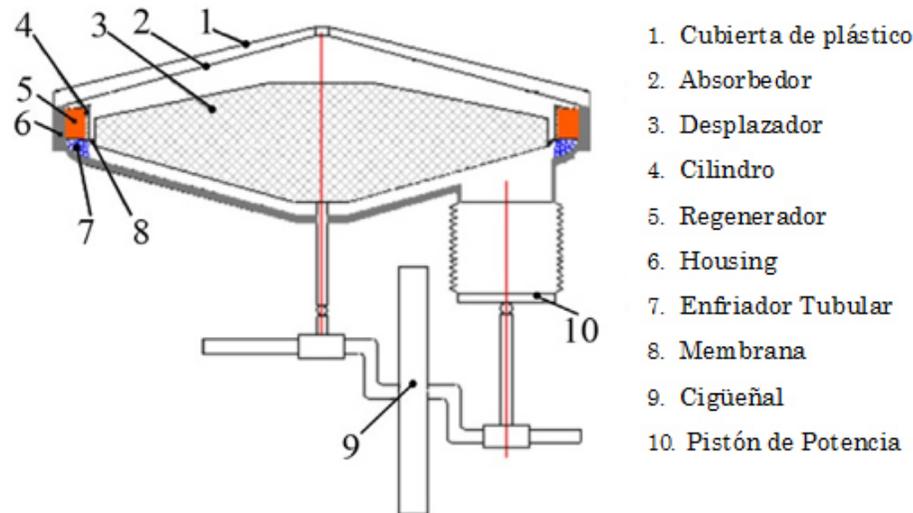


Figura 2.5: Motor Stirling de bajo diferencial de temperatura para aplicaciones solares, realizado por Boutammachte and Knorr.

2.3.4 RESUMEN

La Tabla 2.2 recopila los resultados experimentales de los principales motores Stirling de bajo diferencial de temperatura y temperatura moderada registrados. Los motores LTD Stirling informados tenían configuraciones Gamma y normalmente utilizaban aire a presión ambiental como gas de trabajo. Las diferencias de temperatura de trabajo fueron alrededor o menos de 100°C . Como la temperatura y la presión de trabajo son muy bajas, las velocidades de rotación eran típicamente de 300 rpm.

La mayoría de los motores LTD Stirling investigados son pequeños en tamaño con salidas de potencia de menos de 10 W y eficiencias por debajo del 1%. Esto se debe principalmente a que se fabricaron con materiales de bajo costo, se ensamblaron con baja precisión y se llenaron con aire a baja presión. Varios prototipos más grandes de motores Stirling LTD llenos de aire presurizado demostraron que es posible lograr una potencia de hasta varios cientos de Watt con una eficiencia mucho mayor.

Aunque el rendimiento de los motores LTD Stirling desarrollados es relativa-

mente limitado, los bajos requisitos de temperatura de la fuente de calor y los bajos costos de fabricación los hacen atractivos para recuperaciones de calor a baja temperatura, especialmente cuando el precio es la primera prioridad. Para lograr una gran potencia y una buena eficiencia, los motores LTD Stirling deben diseñarse con un gran tamaño y llenarse con gas de trabajo presurizado.

En general los convertidores primarios Stirling que funcionan a temperaturas medias utilizan helio cargado o aire como gas de trabajo. La velocidad de rotación normalmente oscilaba entre 300 rpm y 600 rpm. Las salidas de potencia y las eficiencias fueron mucho más altas que las de los motores LTD Stirling. Los fabricantes han hecho un compromiso entre los bajos rendimientos de los motores LTD Stirling y los altos precios de los de alta temperatura. Tienen aplicaciones potenciales en generaciones de energía solar a bajos índices de concentración. En comparación con la avanzada y costosa tecnología de concentración solar de alta temperatura, la solución de concentración promedio a niveles de temperatura alrededor de 250–450°C tiene ventajas económicas y muchos menores requisitos para materiales de alta temperatura.

Tabla 2.2: Comparación de resultados experimentales entre Stirling de baja y media temperatura.

Referencia	Notas	Gas de Trabajo	Velocidad de Operación (RPM)	$\Delta T, ^\circ\text{C}$	Potencia de Salida (W)	Eficiencia (%)
Kontragool and Wong-Wises [61]	LTD, tipo Gamma, manivela deslizante, 2 pistones de potencia, fuente de calor: simulador solar.	Aire	52.1	129	1.69	0.645
Kontragool and Wong-Wises [62]	LTD, tipo Gamma, manivela deslizante, 2 pistones de potencia, fuente de calor: simulador solar.	Aire	20	132	6.1	0.44
Boutammachte and Knorr [63]	LTD, tipo Gamma alimentado por energía solar, utilizando para bombeo de agua.	Aire	30	47.5	20.44	1.33
Karabulut et al. [64]	Accionamiento de cigüeñal, tipo beta	Aire	300-600	180-330	22-91.4	4.2
Chen et al.[66]	Accionamiento de cigüeñal, tipo gamma, dos potencias dos pistones.	Helio	420-650	175-375	32-104	2.6-9.3

2.3.5 MÉTODOS PARA MODELAR MOTORES STIRLING

Los cuatro métodos de diseño de motores Stirling identificados son de primer orden, segundo Orden, tercer orden, y el método de características. Las definiciones que figuran a continuación son similares a las de Martini y Organ [39, 27].

2.3.6 MÉTODOS DE PRIMER ORDEN

Los métodos de diseño de primer orden se utilizan para predicciones de rendimiento del motor. El cálculo de la salida de potencia comienza con un análisis ideal sin pérdidas, como la ecuación de Schmidt publicada por Martini[27] o el número de Beale generalizado derivado de Senft[64]. A continuación, se utiliza un simple factor de corrección para encontrar la potencia en el eje de la potencia ideal de salida. De manera similar, la eficiencia de la potencia en el eje se suele calcular a partir de la eficiencia de Carnot corregida. Las correcciones para todas las diversas pérdidas en un motor Stirling se consolidan en factores de corrección generalizados. Estos factores de eficiencia y corrección de potencia se determinan a partir de la experiencia con motores reales. Por ejemplo, la mayoría de los motores Stirling bien diseñados alcanzan una eficiencia de frenado que es del 50 al 70% del valor de Carnot. Los análisis de primer orden proporcionan una manera rápida de estimar la relación entre el tamaño total de un motor y su potencia de salida, pero no son muy útiles como herramientas de diseño detallado para motores Stirling.

2.3.7 MÉTODOS DE SEGUNDO ORDEN

Este método de diseño comienza con un análisis de ciclo simplificado para determinar una salida de potencia básica y una entrada de calor. Luego se restan varias pérdidas de energía del corte de potencia básico, y las pérdidas de calor se

agregan a la entrada de calor para llegar a una predicción neta de rendimiento. La mejora significativa de los métodos de segundo orden en relación con los métodos de diseño de primer orden es que los mecanismos de pérdida individual se identifican y cuantifican. Las pérdidas de potencia pueden incluir fluidos y fricción mecánica, pérdidas de transferencia de calor transitorias (histéresis) en cilindros y fugas de gas más allá de los sellos del pistón. Las pérdidas de calor incluyen las pérdidas de la lanzadera del desplazador, la conducción de la pared y la transferencia de calor imperfecta en los regeneradores. En todos los métodos de diseño de segundo orden, se supone que las pérdidas de energía no dependen entre sí; es decir, están desacoplados.

Los métodos de diseño de segundo orden pueden subdividirse en tres categorías según la forma en que se manejan los volúmenes variables de gas en el análisis de ciclo simplificado: isotérmico, adiabático y semi-adiabático. Estos términos se derivaron según la tasa de transferencia de calor entre los espacios de gas y los cilindros del motor. Si la tasa es infinita, es isotérmica. Por otro lado, si la tasa es cero, es adiabática. Semi-adiabático es el proceso intermedio con una tasa de transferencia de calor limitada.

2.3.8 ANÁLISIS ISOTÉRMICO

Este análisis se basa en el ciclo isotérmico clásico de Schmidt, que, al permitir variaciones de volumen sinusoidales, es una forma ligeramente más realista del ciclo ideal de Stirling. Todo el gas en el espacio de exposición se mantiene a la temperatura de la fuente de calor, y todo el gas en el espacio de compresión se mantiene a la temperatura del disipador de calor porque se suponen coeficientes de transferencia de calor infinitos. También se supone una regeneración perfecta (es decir, la temperatura del gas local es igual a la temperatura de la pared local en el regenerador, y no hay conducción de calor axial). Toda la entrada de calor al ciclo isotérmico ocurre en el espacio de expansión, y toda la salida de calor ocurre en el espacio de compresión.

Existe una solución de forma cerrada simple para el ciclo de Schmidt.

2.3.9 ANÁLISIS ADIABÁTICO

El ciclo adiabático asume que los espacios de compresión y expansión están perfectamente aislados. Toda la entrada de calor al ciclo ocurre en el calentador, y toda la salida de calor ocurre en el enfriador. Los gases dejan el calentador a la temperatura de la fuente de calor y se mezclan perfectamente tan pronto como entran en el espacio de expansión. De manera similar, los gases dejan el refrigerador a la temperatura del disipador de calor y se mezclan perfectamente tan pronto como entran en el espacio de compresión. De nuevo, se asume la regeneración perfecta. El ciclo adiabático es una simplificación más realista de un motor de Agitación que el ciclo de Schmidt, especialmente para motores grandes que operan a altas frecuencias. Sin embargo, un análisis isotérmico de segundo orden puede ser tan preciso como un análisis adiabático siempre que los términos de pérdida adiabática apropiados se resten de las predicciones del ciclo isotérmico. La solución del ciclo adiabático requiere una integración numérica simple[24].

2.3.10 ANÁLISIS SEMI ADIABÁTICO

Los ciclos semi-adiabáticos permiten que los coeficientes de transferencia de calor finitos sean distintos de cero. El ciclo semi-adiabático más simple, analizado por primera vez por Finkelstein[65], explica la transferencia de calor en los espacios de expansión y compresión. Se supone que las temperaturas de la pared de estos volúmenes son constantes con respecto al tiempo e iguales a las temperaturas de la fuente de calor y del disipador de calor, respectivamente. Se supone que el calentador, el enfriador y el regenerador se comportan perfectamente. Este ciclo semi-adiabático puede resultar en predicciones de eficiencia que son más bajas que el ciclo puramente

adiabático o el ciclo isotérmico. Esto se debe a las pérdidas de transferencia de calor irreversibles a través de la diferencia de temperatura entre el gas y las paredes del cilindro en los espacios de compresión y expansión. La solución de este ciclo semi diabático requiere una integración numérica simple.

2.3.11 MÉTODOS DE TERCER ORDEN

Los métodos de diseño de tercer orden, también conocidos como análisis nodales, consisten en tres procedimientos básicos:

- Dividir el motor en una red de nodos o volúmenes de control.
- Establecer las ecuaciones diferenciales para la conservación de la masa, el momento y la energía, además de la ecuación de estado para el gas de trabajo
- Resolver simultáneamente el sistema de ecuaciones diferenciales mediante algún método numérico adecuado.

Hay dos subclases bajo este método: una, la más rigurosa, y la otra, menos rigurosa. Los rigurosos análisis de tercer orden resuelven todas las ecuaciones, excepto el uso de correlaciones de flujo constante para la transferencia de calor y el flujo de fricción, ya que no existen correlaciones de validez universal para el flujo inestable en la tecnología actual. Los modelos de tercer orden menos rigurosos simplifican los cálculos numéricos al omitir algunos de los términos de las ecuaciones diferenciales que gobiernan. Esto suponía que ciertas pérdidas se pueden desacoplar del cálculo principal para mejorar la velocidad de los cálculos. Hay tres simplificaciones comunes:

- Los términos inerciales se ignoran en la ecuación de momento, pero los términos de fricción de flujo se mantienen
- Se ignoran los términos de inercia y de fricción de flujo, es decir, la ecuación de momento no se usa y se supone una presión uniforme en todo el motor

- Los términos de energía cinética se ignoran en la ecuación de energía.

Todos los métodos de diseño nodal utilizan una diferenciación finita de las derivaciones espaciales para convertir las ecuaciones diferenciales parciales en un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias (con solo las derivadas de tiempo restantes). Cada ecuación de conservación por una ecuación diferencial en cada nodo. Los métodos numéricos para resolver este sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias se dividen en dos categorías: técnicas explícitas (diferenciación hacia adelante) e implícitas (diferenciación hacia atrás). En las integraciones explícitas, la información termodinámica (como la presión y la temperatura) en un momento nuevo se calcula a partir de las derivadas de tiempo que se evaluaron en el momento anterior. El método explícito más simple es el método de Euler[66], aunque se pueden usar técnicas más precisas, como el método de Runge-Kutta[66].

Las técnicas explícitas a veces están plagadas de oscilaciones numéricas e inestabilidades, especialmente si los pasos de tiempo son demasiado grandes. En contraste, una integración implícita es siempre numéricamente estable. El método implícito resuelve el sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias calculando los parámetros termodinámicos en un nuevo momento a partir de las derivadas de tiempo que se evalúan en el nuevo tiempo. Se debe invertir una matriz grande en cada paso de tiempo. Debido a la falta de inestabilidades numéricas, las integraciones implícitas pueden usar pasos de tiempo más grandes. Esto reduce los tiempos de ejecución de la computadora, pero a1 puede reducir la precisión de la aproximación numérica.

Los métodos de diseño de tercer orden intentan considerar los diferentes procesos complejos que coexisten en un motor Stirling. Se tiene la hipótesis de que los diversos procesos que se supone que están desacoplados en los métodos de diseño de segundo orden realmente interactúan significativamente. Si esta suposición es cierta, queda por verse después de más estudios teóricos y experimentales.

Este procedimiento es el más sofisticados, el más costosos en tiempo de computadora; pero no hay evidencia de que hayan obtenido los mejores resultados. De

hecho, los resultados de los códigos de segundo orden son al menos tan buenos en comparación con los datos experimentales. Además, algunos trabajadores han cuestionado la base matemática de los métodos de tercer orden: se cree que, en ciertas circunstancias, las soluciones pueden converger a valores que son matemática y computacionalmente estables, pero que no corresponden a un estado físico real. En cualquier caso, se requieren más datos experimentales para una evaluación justa.

2.3.12 MÉTODOS DE CARACTERÍSTICAS

El método de características resuelve sistemas de ecuaciones diferenciales parciales no lineales de tipo hiperbólico determinando las curvas características para las ecuaciones. Las curvas características se utilizan para transformar las ecuaciones diferenciales parciales en un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias que solo son válidas a lo largo de las curvas características. Este método se ha utilizado con éxito en el estudio del flujo de gas compresible y se ha aplicado al análisis de flujo unidimensional e inestable en motores Stirling.

En un flujo inestable unidimensional, las curvas características están en el plano de posición-tiempo en el que las derivadas parciales con respecto a la posición y el tiempo de las propiedades del fluido (como la densidad, la velocidad y la temperatura) son indeterminadas y por lo tanto, pueden sufrir discontinuidades arbitrarias. Para establecer las condiciones de indeterminaciones, las ecuaciones de conservación (masa, momento, energía) junto con los diferenciales totales de las propiedades del fluido se expresan en notación matricial con las derivadas parciales de las propiedades del fluido como variables dependientes. Las curvas características se encuentran al establecer el determinante de la matriz del coeficiente igual a cero. Para obtener más información sobre la teoría y las aplicaciones del método de características, consultar los libros de Shapiro[67], Leipmann et al[68].

El mismo se puede aplicar en diferentes niveles de complejidad a los análisis

de motores Stirling. En análisis rigurosos, las tres ecuaciones de conservación se resuelven simultáneamente. Sin embargo, en los análisis aproximados, se utilizan algunos supuestos simplificadores para resolver una de las ecuaciones de conservación de forma independiente. Las dos ecuaciones de conservación restantes se resuelven simultáneamente por el método de características.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA

En el presente capítulo se expondrá el diseño realizado para el motor Stirling presentado en este trabajo. Este proceso consistió en un análisis numérico para la parametrización del motor, diseño mecánico con consideraciones de rentabilidad y practicidad. En particular se necesita un diseño extenso para lograr un buen rendimiento y al mismo tiempo cumplir con las restricciones de entrada de baja temperatura y bajo costo. Estos factores diferencian el motor Stirling en cuestión del motor moderno típico de Stirling. Como se verá, el proceso de diseño conduce a un motor con una configuración física considerablemente diferente.

El uso de colectores solares sin concentración o baja concentración significa que la temperatura de entrada al motor Stirling sólo puede alcanzar de manera realista aproximadamente 200 °C. Esto presenta la restricción y el desafío más importantes para el diseño del motor. Los motores Stirling típicos pueden utilizar temperaturas de entrada en el rango de 300 °C a 500 °C, de fuentes de energía primarias como combustibles fósiles y los radioisótopos. Las temperaturas de entrada más bajas implican una eficiencia de Carnot máxima más baja, pero además implican que las fuentes de pérdida o ineficiencia son todas relativamente más perjudiciales para el rendimiento general del motor. Las caídas de temperatura en los intercambiadores de calor consumen una fracción mucho mayor de la exergía disponible del calor de entrada y las pérdidas, como la fricción y la pérdida de compresión, comprenden

una fracción mayor de la producción total disponible. Por lo tanto, el diseño de un motor Stirling en estas condiciones conduce a un esfuerzo excepcional para reducir las pérdidas, incluso a expensas de una menor potencia nominal.

El costo-competitividad del espacio de aplicación de generación de energía también impone requisitos estrictos al sistema. Esto requiere la modificación de varios recursos importantes del motor Stirling. Los materiales exóticos se usan a menudo para el intercambiador de calor del lado caliente, como Inconel por su resistencia a la corrosión a altas temperaturas, pero agregan significativamente al costo del motor. Se ha tomado un enfoque muy diferente con el intercambiador de calor en este motor. El regenerador de un motor Stirling, uno de los componentes más importantes en términos de eficiencia de conversión, generalmente está diseñado para un rendimiento muy alto, pero es uno de los componentes más costosos. Sin embargo, debe tomarse un enfoque diferente en el diseño de este motor en la búsqueda de bajo costo. El regenerador, en cambio, está pensado para alto rendimiento con materiales de bajo costo. Los detalles de estos componentes y la selección de los mismos serán discutidos.

Además del diseño cuidadoso de los componentes individuales, se debe realizar un diseño integral del motor. Diferentes componentes en un motor Stirling son notablemente interdependientes e interconectados. Las modificaciones al diseño del intercambiador de calor pueden afectar en gran medida el movimiento óptimo del pistón del desplazador, por ejemplo. Esto se debe en parte al hecho de que el motor Stirling es un sistema cerrado y bien empaquetado con un fluido de trabajo que se mueve a través de los componentes repetidamente en cada ciclo. Los componentes también deben diseñarse para que se junten bien físicamente, ya que el espacio muerto excesivo reduce la presión desarrollada y el exceso de material aumenta las pérdidas térmicas y el costo. El resto del capítulo cubrirá el proceso de análisis, detalles de componentes específicos, opciones de diseño y comercio, y el diseño mecánico a través de dibujos CAD y especificaciones de los mismos.

3.1 MODELO ADIABÁTICO DE SEGUNDO ORDEN

El motor en cuestión para este trabajo es un motor tipo Gamma como el descrito en la Sección 2.2. Para la parametrización del motor y la cuantificación de calor que va a entrar y salir del sistema, se utilizó un modelo adiabático de segundo orden con pérdidas como el descrito en la Sección 2.3.5. A continuación se describirán las ecuaciones empleadas para el modelo, su método de solución y las consideraciones tomadas para el mismo.

El volumen de control del motor se dividió en seis partes para su análisis, expansión, calentador, dos partes del regenerador, enfriador y compresión como se muestra en la Figura 4.4. El análisis del gas de trabajo en las dos partes del regenerador es importante ya que la potencia y eficiencia de salida del motor, están regidas por el rendimiento del regenerador. Las ecuaciones numéricas para las partes del regenerador se aplicaron al modelado termodinámico para un análisis preciso de su rendimiento en el motor.

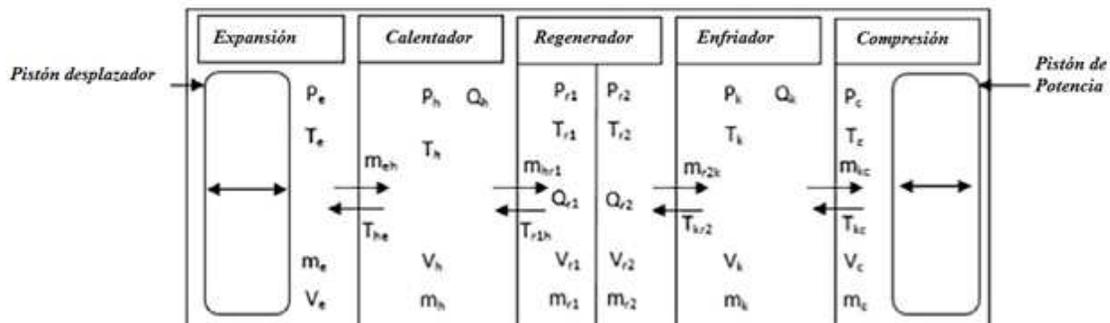


Figura 3.1: Esquema de los volúmenes de control para el motor Stirling

La Figura 4.4 se muestran los seis volúmenes de control en el modelo de estado cuasi estable del motor Stirling utilizado en este estudio. La presión, temperatura, flujo másico y flujo volumétrico del gas de trabajo a través de los espacios de trabajo e intercambiadores de calor desde el espacio de expansión hasta la compresión, y la

transferencia de calor en los intercambiadores de calor, se exhiben en el diagrama.

3.1.1 ECUACIONES PARA EL MODELO

Las ecuaciones [28, 25] utilizadas para determinar los parámetros esenciales del motor y establecer el sistema diferencial para calcular variables termodinámicas como trabajo, calor y potencia indicada se muestran a continuación:

Las Ecuaciones 3.1, 3.2, 3.3 y 3.4 definen el volumen total y de barrido de los espacios de trabajo de expansión y compresión respectivamente:

$$V_e = \frac{V_{se}}{2}[1 - \cos(\theta)] \quad (3.1)$$

$$V_c = \frac{V_{se}}{2}[1 + \cos(\theta)] + \frac{V_{sc}}{2}[1 - \cos(\phi)] \quad (3.2)$$

$$V_{sc} = A_d S \sin(\omega t) \quad (3.3)$$

$$V_{sc} = A_p S \sin(\omega t - \phi) \quad (3.4)$$

Donde V_e es el volumen del espacio de expansión, V_{se} el volumen de barrido para el pistón desplazador, V_c es el volumen para el espacio de compresión, V_{sc} es el volumen de barrido del pistón de potencia, todos los volúmenes están expresados en m^3 , θ es el ángulo entre la biela y la manivela y ϕ el desfase entre los dos pistones. A_p y A_d (m^2) son las áreas de las secciones transversales del pistón desplazador y el de potencia respectivamente.

La temperatura en las distintas partes del motor se calcula mediante la ecuación de estado y se muestran en las ecuaciones 3.5, 3.6, 3.7, 3.8:

$$T_e = \frac{P_e V_e}{R m_e} \quad (3.5)$$

$$T_c = \frac{P_c V_c}{R m_c} \quad (3.6)$$

$$T_H = \frac{P_H V_H}{R m_H} \quad (3.7)$$

$$T_k = \frac{P_k V_k}{R m_k} \quad (3.8)$$

Donde T_c, T_k, T_H, T_e corresponden a la temperatura en el espacio de compresión, enfriador, calentador y expansión respectivamente en ($^{\circ}\text{C}$), P_c, P_k, P_H, P_e son las presiones en (Kpa) para la compresión, enfriador, calentador y expansión respectivamente, m_c, m_k, m_H, m_e (kg) son las masas de compresión, enfriador, calentador y expansión respectivamente, R constante universal de los gases ideales ($\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$). De las ecuaciones planteadas anteriormente se pueden obtener el flujo másico para cada sección del motor, permitiendo obtener el balance de masa en cada celda del sistema y no considerar que el sistema se rige bajo un flujo másico constante, ya que este análisis no sería tan preciso como el que se está proponiendo en este estudio.

Para las temperaturas en el regenerador teniendo en cuenta que el análisis se divide en dos partes y cada una se asocia a su temperatura media de trabajo y se escriben como se muestra en las ecuaciones 3.9 y 3.10:

$$T_{r1h} = \frac{P_{r1} V_{Hr1}}{R m_{hr1}} \quad (3.9)$$

$$T_{r2k} = \frac{P_{r2} V_{kr2}}{R m_{kr2}} \quad (3.10)$$

Donde T_{r1h}, T_{r2k} ($^{\circ}\text{C}$), corresponden al lado caliente y al lado frío respectivamente del regenerador. P_{r1}, P_{r2} (Kpa) la presión media para el espacio caliente y frío del regenerador. m_{hr1}, m_{kr2} corresponden a las masas en (kg) de las partes calientes y frías respectivas del regenerador.

El regenerador sigue un perfil de temperatura lineal como se muestra en la Figura 3.2 donde la temperatura en las dos celdas se rige por la carrera del desplazador, en las ecuaciones 3.11, 3.12 y 3.13 se muestran las temperaturas para cada interfase[69].

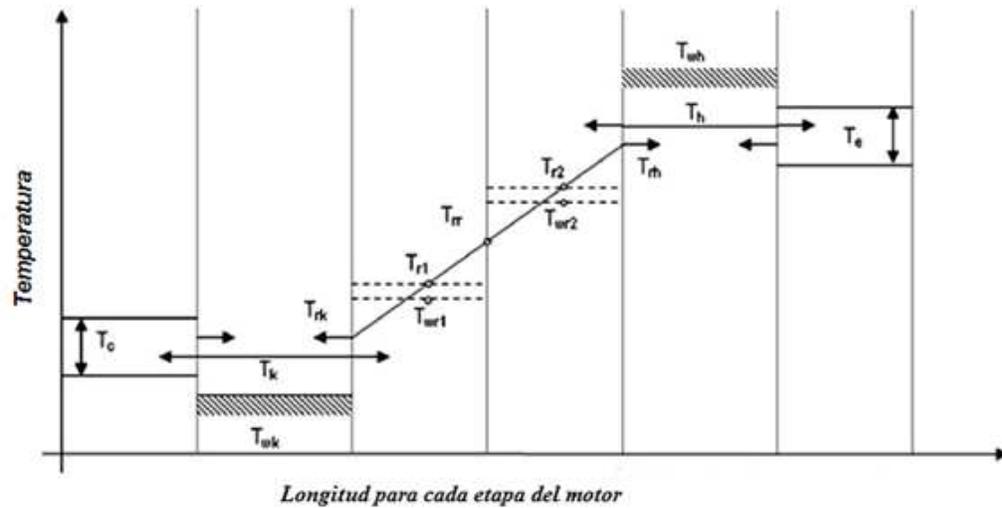


Figura 3.2: Perfil de temperatura para el sistema

$$T_{r-k} = \frac{3T_{r1} - T_{r2}}{2} \quad (3.11)$$

$$T_{r-r} = \frac{T_{r1} + T_{r2}}{2} \quad (3.12)$$

$$T_{r-H} = \frac{3T_{r2} - T_{r1}}{2} \quad (3.13)$$

De acuerdo a la dirección del fluido las temperaturas en las distintas interfaces del regenerador están definidas mediante las siguientes condiciones[29]:

- Si $\dot{m}_{r-k} > 0$, entonces $T_{c-k}=T_c$, sino $T_{c-k}=T_k$
- Si $\dot{m}_{k-r} > 0$, entonces $T_{k-r}=T_k$, sino $T_{k-r}=T_{r-k}$
- Si $\dot{m}_{k-r} > 0$, entonces $T_{k-r}=T_k$, sino $T_{k-r}=T_{r-k}$

La transferencia de calor en los intercambiadores de calor en se muestra en las ecuaciones 3.14, 3.15, 3.16 y 3.17 , se pueden consultar[28].

$$dQ_k = h_k A_w (T_{wk} - T_k) \quad (3.14)$$

$$dQ_{r1} = h_{r1} A_{wr1} (T_{wr1} - T_{r1}) \quad (3.15)$$

$$dQ_{r2} = h_{r2} A_{wr2} (T_{wr2} - T_{r2}) \quad (3.16)$$

$$dQ_h = h_h A_h (T_{wrh} - T_h) \quad (3.17)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor ($\frac{W}{m^2K}$) para los diferentes espacios de trabajo, A_w es el área de transferencia para cada intercambiador respectivamente. T_w es la temperatura en la pared del intercambiador ($^{\circ}C$). En las posteriores secciones se explicara a detalle las consideraciones para el cálculo de estas ecuaciones.

A continuación se expondrán las expresiones utilizadas para las pérdidas consideradas en el motor, las mismas se dividen en dos partes perdidas por entalpías y perdidas mecánicas las mismas se describirán a detalle en las próximas secciones.

La ecuación 3.18 se utiliza para determinar las pérdidas por conducción en los cilindros del motor:

$$\Phi_q = \frac{\Delta T k A}{L} \quad (3.18)$$

Donde k es la conductividad térmica ($\frac{W}{m^2K}$) del material del cilindro en cuestión, L la longitud en (m), A (m²) el área de la sección transversal del cilindro y ΔT es la

diferencia de temperatura en °C, entre la temperatura en el interior del cilindro y la pared.

En las ecuaciones se muestran las pérdidas de fricción para la malla del intercambiador utilizadas en este estudio para las diferentes etapas del motor:

$$f_{max} = \frac{C_{sf}}{Re_{max}} \quad (3.19)$$

$$p_{max} = \rho f_{max} v_{max}^2 \frac{L_w}{2D_h} \quad (3.20)$$

$$P_{malla} = \frac{A_0 p_{max} v_{max}}{2} \quad (3.21)$$

Donde f_{max} es el coeficiente de fricción máximo para el fluido a través de la malla, C_{sf} y C_{fd} son coeficientes determinados de manera empírica[70, 31]. Re_{max} es el número de Reynold para la mayor velocidad del fluido, p_{max} (kPa) es la máxima caída de presión en el tejido, v (m/s) velocidad promedio del fluido, L_w (m) la longitud, D_h (m) diámetro hidráulico de la geometría de. P_{malla} (W) es la pérdida de fricción en forma de potencia, donde A_0 es el área de flujo libre de la malla.

En el caso de estudio los intercambiadores que se utilizan son tipo circulares a contra flujo, que se describirán mas a detalle en las siguientes secciones, entonces para los mismo se consideraron perdidas a través de los canales que se muestran en las ecuaciones 3.22 y 3.23.

$$p_{canal} = \frac{1}{2} \left[v C_{sf} \frac{v_{max}}{D_h^2} + \rho C_{fd} \frac{v_{max}}{D_h} \right] L \quad (3.22)$$

$$P_{canal} = p_{canal} \dot{V} \quad (3.23)$$

Donde p_{canal} (kPa) es la pérdida de presión del fluido en el canal, D_h (m) diámetro hidráulico. P_{canal} pérdida por presión en términos de potencia (W), \dot{V} flujo volumétrico del fluido a través del canal $\frac{m^3}{s}$.

El trabajo realizado en el ciclo viene dado por la suma algebraica de los trabajos realizados en las etapas de compresión y expansión que se muestra en la ecuación 3.24. Mientras tanto la potencia indicada es la multiplicación del trabajo obtenido en el ciclo por la frecuencia de operación del motor y se muestra en la ecuación 3.25. Además se muestra la eficiencia en la ecuación 3.26.

$$W = \int_0^t \frac{P_e \partial V_e}{\partial t} + \frac{P_c \partial V_c}{\partial t} \quad (3.24)$$

$$P_{in} = W f \quad (3.25)$$

$$\eta = \frac{W}{Q_h} \quad (3.26)$$

Donde W es el trabajo del ciclo (J), f frecuencia en Hz, Q_h calor de la fuente (J).

3.1.2 ESQUEMA DE INTEGRACIÓN

Con las ecuaciones expuestas anteriormente se plantea un sistema diferencial que se resuelve mediante integrador numérico desarrollado en Matlab[71], modificado para el caso de estudio. El diagrama de flujo del mismo se muestra en la Figura 3.3. El método clásico Runge-Kutta de cuarto orden fue utilizado para la solución numérica del conjunto de ecuaciones diferenciales, obteniendo la presión en el espacio de compresión, masa en cada espacio y la temperatura en la matriz del regenerador. Posteriormente se calcula la caída de presión en el regenerador y los coeficientes

de transferencia de calor en todas las superficies del motor. La temperatura del gas en cada espacio se calculó utilizando las ecuaciones de estado mostradas. Los cálculos con 1000 pasos de tiempo por ciclo fueron realizados continuamente hasta alcanzar la condición de estado estable. Finalmente se obtuvo el trabajo del ciclo, potencia indicada y la eficiencia del sistema.

El simulador numérico se compiló con las siguientes condiciones:

- El gas de trabajo es ideal, lo cual permite utilizar la ecuación de estado.
- El gas se comporta de manera homogénea en todo el ciclo.
- La velocidad del motor es constante y los pistones tienen un movimiento sinusoidal.
- La temperatura de la pared de los cilindros y el cuerpo del motor se consideran constantes.
- El regenerador tiene un perfil de temperatura lineal. Para esto el análisis del regenerador se divide en dos partes.

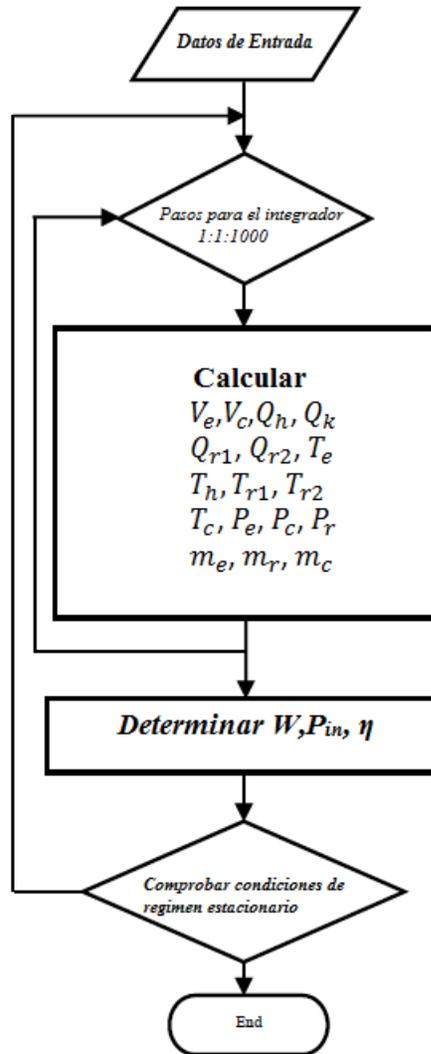


Figura 3.3: Diagrama de flujo del esquema de integración

3.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Uno de los componentes mas críticos en términos de alcanzar alta eficiencia son los intercambiadores de calor para el volumen caliente y frío. Esto especialmente para sistemas de bajo diferencial de temperatura, como es el caso de los colectores solares de concentración baja o nula, ya que cada grado de caída de temperatura en

los intercambiadores de calor representa una fracción mayor perdida de la exergía disponible.

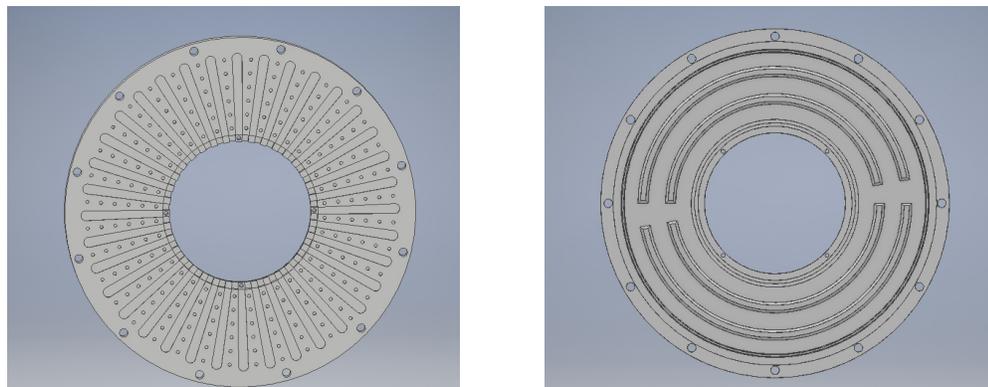
El principal compromiso en el diseño de los intercambiadores de calor es entre el costo, las pérdidas por fricción y la eficiencia de la transferencia de calor. En términos generales, un intercambiador de calor puede transferir más calor mediante una combinación de aumentar el área de superficie húmeda total y reducir el tamaño de la característica de los componentes en contacto, como aletas, mallas o tubos. Esto mejora las características de transferencia de calor, pero da como resultado mayores pérdidas por fricción debido al movimiento del fluido y, además, puede aumentar el costo de los componentes. Esta compensación no se puede evaluar como una opción independiente: el efecto de la caída de la temperatura y las pérdidas por fricción solo pueden explicarse mediante la ejecución de la simulación adiabática del ciclo de Stirling[31].

Otra característica importante es el sentido del flujo de las dos corrientes de fluido. Los intercambiadores de calor de flujo paralelo son intrínsecamente menos efectivos, ya que la temperatura de las dos corrientes converge a lo largo de la trayectoria del flujo y, por lo tanto, la cantidad de calor intercambiado se reduce considerablemente. Los intercambiadores de calor a contracorriente y de flujo cruzado mantienen mayores diferenciales de temperatura promedio a través de la trayectoria del flujo, lo que lleva a una mejor transferencia general. Este diseño se basó en una disposición de flujo cruzado, con el líquido externo circulando circunferencialmente a través del intercambiador de calor, mientras que el gas de trabajo interno fluye a lo largo de líneas radiales[31].

El diseño final elegido para los intercambiadores de calor, se basa en un disco de aluminio con dos partes fundamentales una parte exterior por donde fluye un fluido, y una parte interior donde intercambia calor con el fluido de trabajo del motor. El aluminio fue elegido como material, ya que combina una alta conductividad térmica, bajo costo y buena resistencia mecánica. El diseño de la parte interior

esta entrelazado con el mecanismo biela manivela pistón del desplazador, ya que en este tipo de motores lo común es que el regenerador sea el pistón desplazador, para el caso de estudio el regenerador es fijo y el desplazador es un cilindro que en su carrera de compresión y expansión, permite transportar el fluido de trabajo a través de canales diseñados en el interior del intercambiador. La transferencia de calor en este lado se realiza con una malla de acero inoxidable 304, de 180 hilos por pulgada, unida a las paredes del canal, una configuración que permite al sistema tener una segunda etapa regenerativa y aumenta su transferencia de calor. En la parte exterior del intercambiador para el caso del calentador tiene canales circunferenciales mecanizados para hacer fluir la transferencia de calor externa, con la mayor parte de la transferencia de calor realizada por contacto convectivo con el aluminio. Para el caso del enfriador cuenta con un sistema de enfriamiento mediante un serpentín de cobre en forma de espiral como se muestra en la figura, la selección de este diseño se describirá a detalle en las siguientes secciones.

La vistas de la parte interior y exterior para los dos intercambiadores se muestran en las figuras 3.4 y 3.5, mientras tanto una vista en isométrico se muestra en la figura 3.6.



(a) Parte interior

(b) Parte exterior

Figura 3.4: Vista del CAD de la parte interior (a) y exterior (b) del intercambiador de calor caliente.

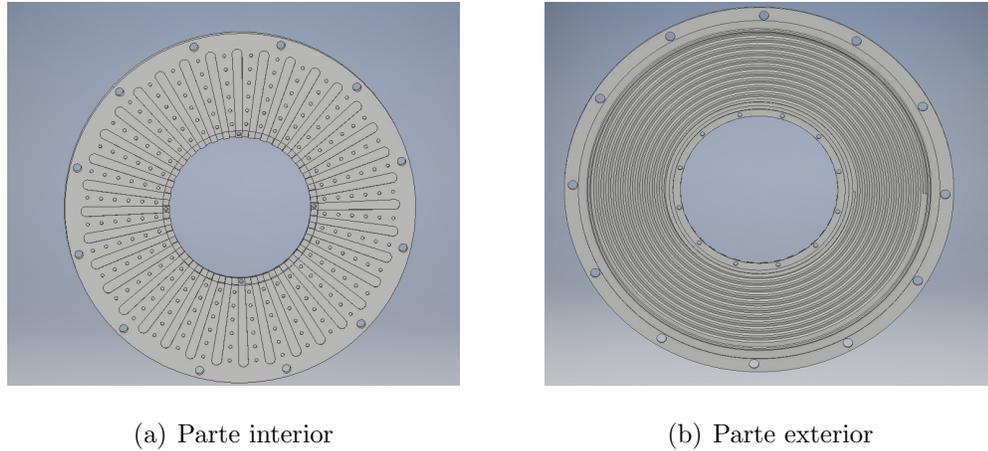


Figura 3.5: Vista del CAD de la parte interior (a) y exterior (b) del intercambiador de calor frío.

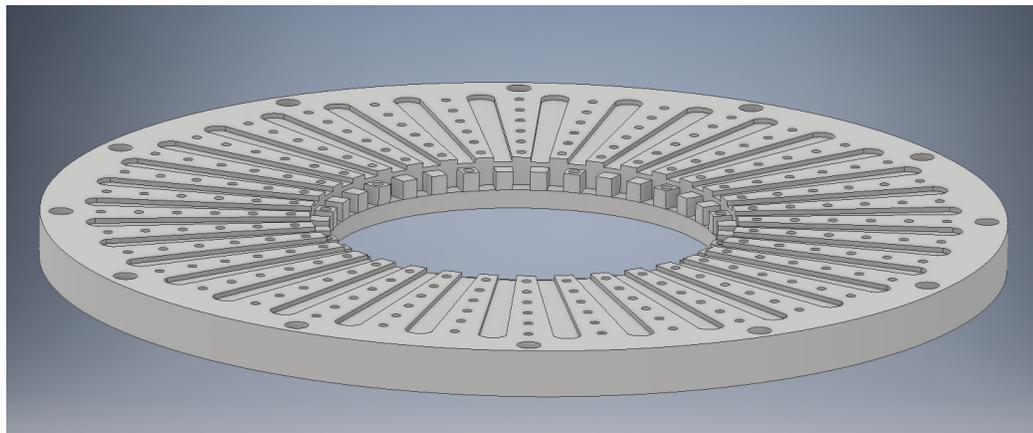


Figura 3.6: Vista isométrica del intercambiador de calor.

El método más utilizado para evaluar el comportamiento en intercambiadores de calor es el método de Número de Unidades por Transferencia o como se conoce por su siglas en inglés como NTU. El mismo da la medida de la máxima transferencia de calor que se puede obtener entre dos fluidos en un intercambiador de calor[72]. Aunque esta metodología es la mas utilizada a la hora de diseñar intercambiadores de calor, este método de evaluación no es ideal para evaluar los intercambiadores en el motor Stirling en cuestión por las siguientes razones. Primero el método NTU requiere una relación de capacidad de calor del flujo en las dos corrientes de fluido[31];

sin embargo, esta relación no es una variable independiente en el motor Stirling como es el caso en los intercambiadores de calor comerciales mas utilizados, sino que está determinada por las opciones de diseño.

En el caso de estudio, los intercambiadores de calor se modelaron como una red de resistencias térmicas agrupadas. Esto permite que el modelo de intercambiador de calor se incorpore a la simulación adiabática y modele de manera cohesiva los componentes térmicos junto con los procesos termodinámicos. Una resistencia térmica es una medida fundamental de la diferencia de temperatura requerida para impulsar una cierta cantidad de flujo de calor. Un componente puede modelarse como una resistencia térmica siempre que se puedan definir dos superficies terminales y un recorrido térmico, y el flujo de calor es linealmente proporcional a la caída de temperatura. Se supone que las superficies terminales son uniformes en temperatura y que el flujo de calor a través de la trayectoria se considera adiabático. En la medida en que estas condiciones sean ciertas, el modelo de resistencia térmica es preciso[31]. De lo contrario, los componentes pueden estar más lejos. Subdivididos en resistencias térmicas adicionales. La definición de una resistencia térmica de un componente viene dada por:

$$R_{t\acute{e}rmica} = \frac{\Delta T}{\Phi_q} \quad (3.27)$$

Donde ΔT es la diferencia de temperatura de las superficies del componente, y Φ_q el flujo de calor a través del cuerpo. Ya que es importante reducir la caída de temperatura en este régimen de bajo diferencial de temperatura que opera el motor, el reto es minimizar las resistencias térmicas a través del sistema. Se debe tener en cuenta que las resistencias térmicas se pueden definir comúnmente como una propiedad intensiva o extensiva, es decir, por unidad de área o como una cantidad total para un cuerpo. Esta última definición se aplica a las siguientes discusiones para caracterizar el comportamiento general de los componentes.

Las resistencias térmicas son análogas a las resistencias eléctricas para fines de

manipulación analítica: pueden combinarse en paralelo o en serie para obtener resistencias agrupadas. Como puede verse en la Ecuación 3.27, la caída de temperatura es análoga a la caída de voltaje en este modelo, mientras que el flujo de calor es análogo a la corriente. Para calcular el valor de la resistencia térmica de un componente, se deben tener en cuenta la geometría y la física particulares de ese componente. Para un cuerpo extruido sólido simple, como el cuerpo de aluminio del intercambiador de calor, la resistencia térmica está dada por la ecuación 3.28.

$$R_{t\acute{e}rmica} = \frac{L}{\sigma A} \quad (3.28)$$

Donde L (m) es la longitud del cuerpo analizado, A (m^2) el área de la sección transversal del cuerpo y σ la conductividad térmica del material en ($\frac{W}{mK}$). Las superficies de contacto con el circuito de líquido externo y el gas de trabajo interno se mantienen aproximadamente a la misma temperatura, debido al hecho de que la transferencia de calor lateral a través de la superficie es más fácil que el intercambio de calor en el fluido. La trayectoria es casi lineal, y tiene superficies de fuga solo en el diámetro exterior e interior, que comprenden solo una pequeña fracción del área de la sección transversal de la trayectoria. Por lo tanto, el modelo de resistencia térmica está justificado a lo largo de este componente.

La transferencia de calor desde el cuerpo de aluminio a través de la malla de acero en las direcciones en el plano (x,y) y fuera del plano (z) es importante para distribuir y mantener una temperatura uniforme en la interfaz del gas de trabajo. Si esta resistencia térmica es demasiado grande, entonces la transferencia de calor de la malla de cobre al aire se ve comprometida por menores diferenciales de temperatura en partes de la malla más alejadas del cuerpo de aluminio. Las conductividades efectivas en estas dos direcciones se han determinado tanto analíticamente como empíricamente en [73, 74]. Las resistencias térmicas a lo largo de la trayectoria de longitud máxima en ambas direcciones se calculan, por lo tanto, en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Resistencias para las diferentes partes de la malla de acero.

Parte del Cuerpo	Valor($W^{-1} \text{ } ^\circ C$)
En el plano	8.54×10^{-5}
Fuera del Plano	1.82×10^{-6}

La transferencia de calor de la malla de acero al gas de trabajo interno es significativamente más compleja. La determinación analítica de la transferencia de calor de una malla a fluidos requeriría un modelado dinámico de fluidos complicado. Para complicar el análisis, el hecho de que el flujo de aire a través de la malla es oscilatorio y alterno, no es constante. Los modelos predominantes de flujos de fluidos se basan en un flujo constante y unidireccional y no se aplican fácilmente. Por ejemplo, se podría intentar determinar la transferencia de calor efectiva tomando modelos de flujo unidireccional y promediando un rango de velocidades de flujo de gas positivas y negativas, pero el flujo alterno incurre a importantes no idealidades como la turbulencia. En cambio, la transferencia de calor se predice con mayor facilidad y precisión mediante el uso de fórmulas existentes verificadas empíricamente para estas geometrías particulares y regímenes de flujo para calcular el número de Nusselt, a partir de la cual se puede calcular la resistencia térmica de la malla a gas. La correlación empírica para la malla tejida y el flujo de fluido oscilante[70] viene dada por:

$$Nu = 0.42(RePr)^{C_3}(1 - C_4(1 - e)) \quad (3.29)$$

Donde Re es el número de Reynolds, Pr el número de Prandtl, e la porosidad de la malla utilizada y los coeficientes C_1, C_2, C_3 y C_4 son determinados empíricamente y sus valores son:

$$C_1 = 0; C_2 = 0.42; C_3 = 0.67; C_4 = 0; \quad (3.30)$$

El número de Reynolds y Prandtl están definidos por las ecuaciones 3.31 y 3.32

$$Re = \frac{vL}{\nu} \quad (3.31)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.32)$$

Donde v ($\frac{m}{s}$) es la velocidad del fluido en la geometría analizada, L (m) es la longitud del cuerpo que se está analizando, que generalmente para este caso es el diámetro hidráulico, ν ($\frac{m^2}{s}$) es la viscosidad cinemática del fluido y α ($\frac{m^2}{s}$) es la difusividad térmica del fluido. Como el fluido de trabajo está oscilando la velocidad utilizada para calcular el número de Reynolds es la velocidad promedio en el sistema para las diferentes posiciones del cigüeñal.

Planteado esto, la resistencia térmica se puede expresar mediante las expresiones 3.33 y 3.34

$$h = \frac{Nuk}{Dh} \quad (3.33)$$

$$R = \frac{1}{hA_w} \quad (3.34)$$

Donde Nu es el número de Nusselt, k ($\frac{W}{mK}$) es la conductividad térmica del fluido, Dh es el diámetro hidráulico de la malla, A_w (m^2) es el área de transferencia de la malla.

La transferencia de calor de la malla de acero al aire es la pieza con mayor resistencia térmica de la ruta de transferencia de calor general. Esto es cierto para los intercambiadores de calor en general: la transferencia de un sólido a un gas suele ser el componente más desafiante y requiere la mayor atención en el diseño. Las decisiones de diseño más importantes para este componente de transferencia de calor son las características de la malla: su diámetro hidráulico y el espesor de la misma o altura. Como se puede ver en la ecuación 3.33, el diámetro hidráulico afecta directamente el

rendimiento de la transferencia de calor, y se reduce al elegir una malla más apretada, o sea con mayor número de hilos. La altura de la malla determina directamente el volumen de malla por la que viaja el fluido de trabajo y, por lo tanto, mejora la transferencia de calor de la misma manera que lo haría un intercambiador de calor más largo en las aplicaciones típicas.

A pesar de que el flujo de gas en la malla es oscilatorio, y por la extensión del flujo de calor de la malla al aire, los cálculos de transferencia de calor discutidos anteriormente no tienen que modificarse para el comportamiento oscilatorio. Esto se debe a que, como se señaló anteriormente, la resistencia térmica a través del material de malla y del cuerpo de aluminio son una fracción de la resistencia de malla a aire. Por lo tanto, la caída de temperatura en estos componentes es pequeña, y combinada con la masa térmica del material, permite el uso de un modelo estático con suficiente precisión[31].

Para alcanzar la malla de acero, el aire es empujado por el pistón del desplazador hacia abajo por los canales de transporte radial a través de la placa de aluminio que se observan en la Figura 3.6. Para lograr el rendimiento de intercambio de calor tal como está diseñado en la malla, estos canales de aire no pueden restringir significativamente el flujo de aire a través de una longitud excesiva o un área de sección transversal de tamaño insuficiente[31].

La pieza final es la transferencia de calor del fluido externo al cuerpo de aluminio. La misma ocurre en el lado opuesto de la transferencia de calor del fluido de trabajo. El fluido de transferencia de calor externo se bombea a través de una serie de canales anchos mecanizados en el cuerpo de aluminio, como se muestra en la Figura 3.4. La superficie de flujo se separa en tres canales de flujo distintos por crestas. La diferenciación del canal en tres canales no es mejorar las características de transferencia de calor, que solo se mejoran significativamente, sino reforzar la integridad estructural del canal. Sin las crestas, el canal ancho se doblaría o doblaría bajo las altas fuerzas de la presurización del motor. Se realizó un análisis de ele-

mentos finitos (FEA), en el software Autodesk Inventor para determinar el soporte estructural necesario en el canal. En la Figura 3.7 se muestra un gráfico del diseño resultante del canal, que muestra los esfuerzos corporales significativamente mayores en los lugares donde no están presentes las crestas (en los puertos de entrada y salida de fluido). Sin los nervios de apoyo en el resto del cuerpo, la estructura se deformaría significativamente y probablemente fallará.

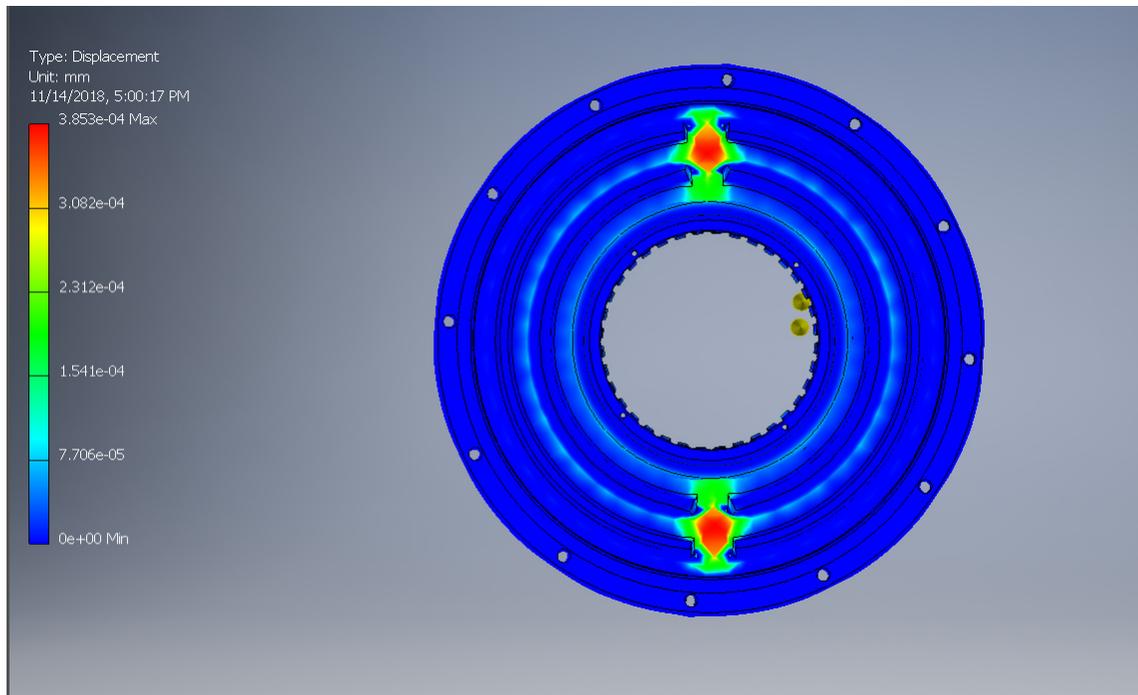


Figura 3.7: Simulación en de elementos finitos para ver la resistencia de la estructura del intercambiador a las presiones de trabajo.

El comportamiento de transferencia de calor del fluido externo en el cuerpo de aluminio, es un fluido de flujo constante que pasa por una superficie metálica, un problema que está bien caracterizado. Esto requiere primero calcular el número de Nusselt y, a partir de ese, el coeficiente de transferencia de calor, que proporciona la resistencia térmica como en las ecuaciones 3.35 y 3.36. La fórmula del número de Nusselt para esta configuración está bien establecida en [75] y viene dada por las siguientes ecuaciones empíricas:

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (3.35)$$

$$Nu = \frac{f}{8} \left(\frac{RePr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1) \right) \quad (3.36)$$

Donde f es el coeficiente de fricción, Re es el numero de Reynolds y Pr el numero de Prandtl como se habían definido en las ecuaciones 3.31 y 3.32.

El conjunto completo de resistencias térmicas del fluido de transferencia de calor externo al gas de trabajo interno se muestra en la Tabla 3.2. Algunos valores difieren ligeramente entre los intercambiadores de calor del lado frío y caliente debido a las diferentes propiedades del gas a las temperaturas de la cámara fría y caliente. Sin embargo, la diferencia es relativamente pequeña.

Tabla 3.2: Resistencias Térmicas para el intercambiador de calor

Componente de Resistencia	Parte Caliente ($W^{-1} \text{ } ^\circ C$)	Parte Fría ($W^{-1} \text{ } ^\circ C$)
Fluido externo hacia el cuerpo	1.3790×10^{-4}	1.13×10^{-4}
Grosor del Cuerpo	5.23×10^{-5}	5.23×10^{-5}
Cuerpo hacia la malla	8.54×10^{-5}	8.54×10^{-5}
Malla hacia el fluido de trabajo	4.3264×10^{-4}	2.4083×10^{-4}
Total	7.0800×10^{-4}	4.9200×10^{-4}

Las resistencias térmicas determinan la caída de temperatura requerida para lograr un flujo de calor deseado. La caída de temperatura en estos componentes es la medida más importante para los propósitos del motor Stirling, ya que determina la cantidad de exergía disponible para el ciclo termodinámico de Stirling. La temperatura correspondiente cae a través de estos componentes. Por lo tanto, se enumeran en la Tabla 3.46.

Tabla 3.3: Caída de temperatura en el intercambiador de calor

Componente	Parte Caliente (°C)	Parte fría (°C)
Fluido externo hacia el cuerpo	1.7927	1.0855
Grosor del Cuerpo	0.68000	0.5707
Cuerpo hacia la malla	1.1100	0.8200
Malla hacia el fluido de trabajo	5.6242	2.4070×10
Total	9.2100×10^{-4}	4.5200×10^{-4}

Las caídas de temperatura enumeradas son comparativamente bajas para los intercambiadores de calor. Como se mencionó anteriormente, las caídas de la temperatura de flujo son críticas para maximizar la exergía disponible en el paso del ciclo termodinámico del proceso de conversión. Las caídas de temperatura se minimizan en el cuerpo de aluminio de acuerdo con la Ecuación 3.27 al aumentar el área de la sección transversal y reducir la longitud de la trayectoria. La conductividad está limitada por las elecciones materiales; en este caso, el aluminio proporciona una alta conductividad con suficiente soporte estructural.

La caída de la temperatura de la malla al aire se minimiza más directamente al reducir el diámetro hidráulico, en otras palabras, reduciendo la brecha entre los cables en la malla. También es necesaria una gran área de superficie (llamada área húmeda), y esto se logra empaquetando una cantidad suficiente de malla en el volumen disponible y reduciendo el diámetro hidráulico, lo que aumenta el área de superficie por volumen. Dada la geometría de la malla, la reducción adicional de la caída de temperatura del líquido externo al cuerpo metálico se logra principalmente al aumentar la velocidad de flujo; en este caso, se eligió suficiente velocidad de flujo para lograr caídas de temperatura aceptables mientras se compensaba la pérdida por fricción de flujo.

Se puede lograr una mayor reducción de las caídas de temperatura reduciendo el diámetro hidráulico o aumentando la cantidad de la región activa; por ejemplo,

agregando más malla o alargando la trayectoria del flujo. Sin embargo, esto debe equilibrarse con las pérdidas adicionales incurridas, que se describirán con mayor detalle. Este trato, es el principal reto del intercambiador de calor. El diseño del intercambiador de calor descrito logra bajas caídas de temperatura, pero en realidad no es el componente de intercambio de calor más significativo. El regenerador es responsable de una cantidad mucho mayor de transferencia de calor en cada ciclo del motor y se describirá a continuación. El proceso de diseño del regenerador usó gran parte de las mismas fórmulas y conceptos que el intercambiador de calor.

3.3 REGENERADOR

El regenerador desempeña un papel crítico en el motor Stirling. Actúa como un depósito térmico, almacenando energía térmica durante una parte del ciclo y cediendo esa energía en el gas de trabajo en el resto del ciclo. En ausencia de un regenerador, el gas que fluye desde el lado caliente hacia el lado frío perdería una gran parte de su entalpía y tendría que ser calentado cuando fluya de regreso al lado caliente, lo que conduce a una baja eficiencia.

Este intercambiador participa en el almacenamiento y la transferencia de mayores cantidades de energía térmica que los intercambiadores de calor y, por lo tanto, debe ser altamente efectivo para que el motor Stirling sea eficiente en la conversión. Un regenerador ideal enfriaría completamente el gas de trabajo hasta la temperatura del lado frío cuando fluye de caliente a frío, y calentaría el gas completamente a la temperatura del lado caliente cuando fluya de frío a caliente. La medida del rendimiento del regenerador es el grado en que esto se puede lograr. Cualquier calor residual no capturado en el flujo de gas caliente a frío debe ser rechazado por el intercambiador de calor del lado frío, y viceversa.

El regenerador a menudo es un componente costoso en el motor. Los diseños modernos incluyen el uso de una matriz de metal sintetizado o estructuras de nido

de abeja microfabricadas. Estos proporcionan una alta efectividad, pero son caros. En la búsqueda de una tecnología de bajo costo, se seleccionó un diseño con una malla de fibra de vidrio que tiene un costo extremadamente bajo. Se logra una alta efectividad con este material a pesar de su simplicidad por el hecho de que el material tiene extremidades extremadamente altas y, por lo tanto, un diámetro hidráulico muy bajo, y por tanto un área humedecida total extremadamente alta, debido al hecho de que el área de superficie aumenta a medida que las características de la fibra de vidrio se hacen más pequeñas manteniendo constante la masa total.

La malla también se comprime significativamente para formar una matriz compacta, para garantizar un bajo diámetro hidráulico y un buen contacto con el fluido de trabajo que pasa. La porosidad nativa del vidrio de bergalón es aproximadamente del 96 %, mientras que una porosidad del 86 % se determinó como ideal. Esto requirió un factor de compresión de alrededor de 3.5 [31] para reducir el berglass al factor de forma deseado, formando como resultado una matriz relativamente densa. La capacidad de intercambio de calor del material así organizado es muy buena. Las propiedades del regenerador se enumeran en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4: Propiedades del regenerador

Propiedad	Valor
Conductividad	0.0044 Wm ⁻¹ K
Porosidad	0.86
Diámetro de la fibra	10.9 × 10 ⁻⁶ m
Altura	0.025 m
Área húmeda de transferencia de calor	467m ²
Efectividad	0.998

La resistencia térmica del regenerador se calcula en función de la correlación del flujo oscilante en la Ecuación 3.30. Para el regenerador, el NTU se puede calcular mediante la ecuación

$$NTU = \frac{1}{R\dot{m}c_p} \quad (3.37)$$

Donde R es la resistencia térmica, \dot{m} el flujo másico de aire a través del regenerador ($\frac{kg}{s}$) y c_p ($\frac{J}{kgK}$) el calor específico a presión constante para el gas en el regenerador. La efectividad de un intercambiador de calor puede calcularse según el método de NTU de la siguiente manera:

$$\epsilon = \frac{NTU}{NTU + 1} \quad (3.38)$$

La efectividad de un intercambiador de calor se define típicamente como la relación de la cantidad de calor transferida durante un período de tiempo específico a la cantidad máxima teórica de calor que podría transferirse en ese tiempo. Esta definición requiere una ligera aclaración para el regenerador, que se define como:

$$\epsilon = \frac{Q_{transferido}}{Q_{teórico}} \quad (3.39)$$

Donde $Q_{transferido}$ la cantidad de calor transferida al regenerador en una sola pasada a través del regenerador, y $Q_{teórico}$ es el calor teórico que puede transferir el regenerador para las consideraciones hechas en el modelo adiabático. Por lo tanto, la efectividad representa la fracción de energía almacenada de una parte del ciclo para su uso en la siguiente. Un regenerador ideal tendría un efecto de unidad y aseguraría que cualquier fluido de trabajo que saliera o entrara a la cámara caliente o fría estuviera a la temperatura exacta de esa cámara.

La desviación de la efectividad ideal equivale a una desviación de la temperatura de este ideal, y requiere calor de entrada adicional en el lado caliente o calor rechazado adicional en el lado frío. La efectividad tanto del paso de almacenamiento como del paso de regeneración se puede suponer equivalente siempre que la desviación de la temperatura es pequeña: la única diferencia radica en las propiedades

dependientes de la temperatura del fluido de trabajo, que normalmente no varía excepto en rangos de temperatura más grandes.

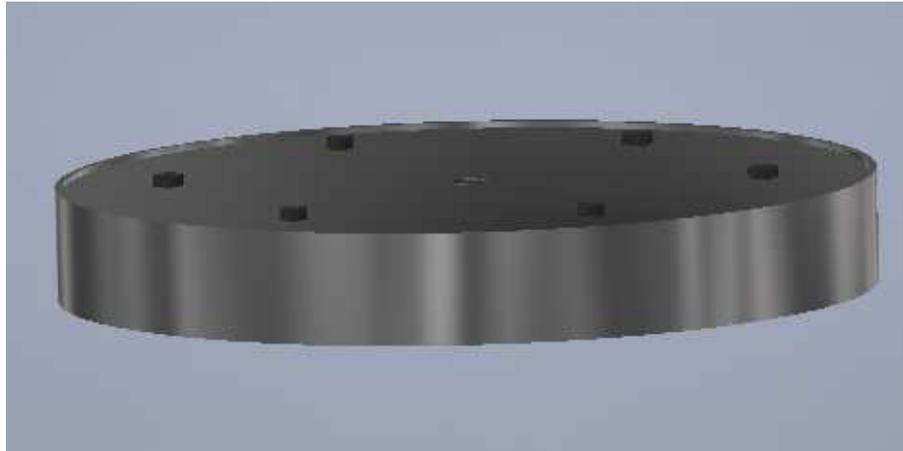
Un regenerador compuesto de fibras aleatorias comprimidas en una geometría no es un concepto nuevo. Un problema notable con el material de lana de vidrio para un regenerador es que sus fibras pueden aflojarse y obstruir partes de la máquina. Este diseño mitiga el problema al utilizar la malla de cobre de los intercambiadores de calor como estructura de contención y filtro para el regenerador. El pequeño diámetro hidráulico de la malla sirve para evitar que los regeneradores entren en los espacios de gas caliente o frío. De hecho, durante las pruebas, el material de fibra vidrio se observa bien retenido.

3.4 PISTÓN DESPLAZADOR

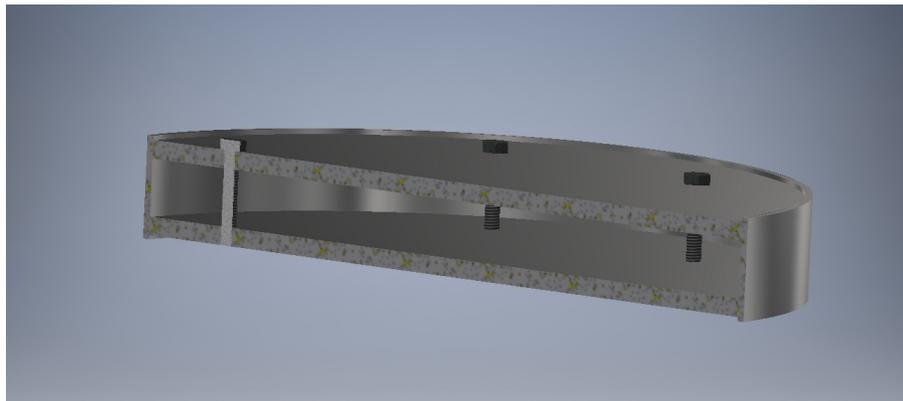
El pistón del desplazador es responsable de transportar el gas de trabajo entre las cámaras caliente y fría. En este diseño, el desplazador difiere de los diseños clásicos de los motores Gamma, ya que el mismo no es el regenerador del sistema, debido al gran tamaño del motor en cuestión es un cilindro con una camisa que permite el gas de trabajo empuje el desplazador hacia el exterior mediante flujo radial, luego de forma azimutal a través de la malla del intercambiador de calor y la matriz del regenerador, después nuevamente radialmente hacia la región del desplazador. Dado que el pistón del desplazador no está involucrado en la extracción de energía del ciclo, experimenta fuerzas y esfuerzos significativamente menores, y solo tiene que superar la caída de presión debida al arrastre por fricción del gas de trabajo.

Sin embargo, entra en contacto con la cámara caliente y fría, por lo tanto, experimenta un gradiente de temperatura que debe tenerse en cuenta. Esto lleva a varias opciones de diseño importantes. Primero, el pistón del desplazador es hueco y ligero. Esto ayuda a reducir la pérdida de conducción a través del desplazador. Dado que no experimenta fuerzas elevadas, necesita la misma resistencia estructural que el

pistón de potencia, pero está reforzado con un círculo de seis separadores interiores para mantener la integridad estructural. Hay un espacio libre de 0.762 mm entre el desplazador y su cilindro, lo que proporciona suficiente espacio entre la falda del pistón y la pared del cilindro para permitir la expansión térmica sin raspar.



(a) Vista isométrica del pistón desplazador



(b) Vista en corte del pistón desplazador

Figura 3.8: Vista isométrica del pistón desplazador (a) y vista en corte del pistón desplazador (b).

El pistón desplazador diseñado se muestra en la Figura 3.8. Las propiedades del mismo se enumeran en la Tabla 3.5. El desplazador consiste en dos platos y un cilindro rolado. Seis pasadores de acero unen los platos superiores e inferiores para reforzar la resistencia estructural debido a su forma hueca. Al ser hueco, se elimina la conducción a través del pistón, excepto a través de la pared y los pasadores. Un

pequeño orificio de purga permite que la presión interna se equilibre con la presión del motor, pero a un ritmo mucho más lento que el propio ciclo para evitar interacciones con la forma de onda de la presión del gas.

Tabla 3.5: Propiedades del desplazador

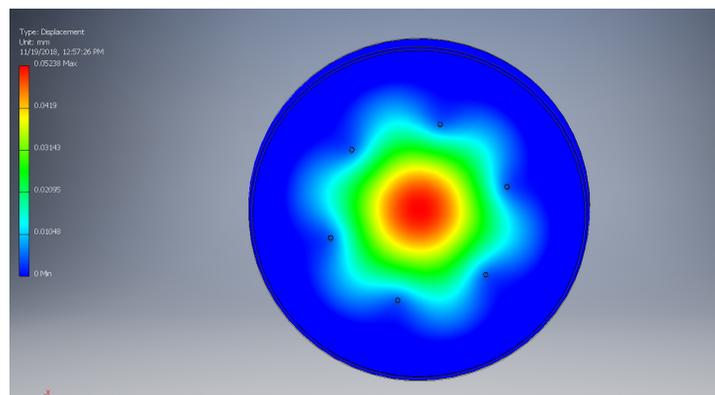
Propiedad	Valor
Diámetro	203.2 mm
Longitud de la Camisa	119.8 mm
Tolerancia	0.0762 mm
Espesor del cuerpo y los dos platos	3.175 mm
Carrera	101.6 mm
Masa	2.9 kg

El pistón del desplazador puede diseñarse como un pistón libre o como un componente cinemáticamente vinculado al pistón de potencia a través de un cigüeñal u otro mecanismo. Hay ventajas y desventajas para cada enfoque. Un diseño de pistón libre generalmente utiliza flexiones, diafragmas o un resorte magnético para restringir el movimiento del pistón y proporcionar una fuerza de recuperación del resorte, con un agitador electromagnético para impulsarlo [76].

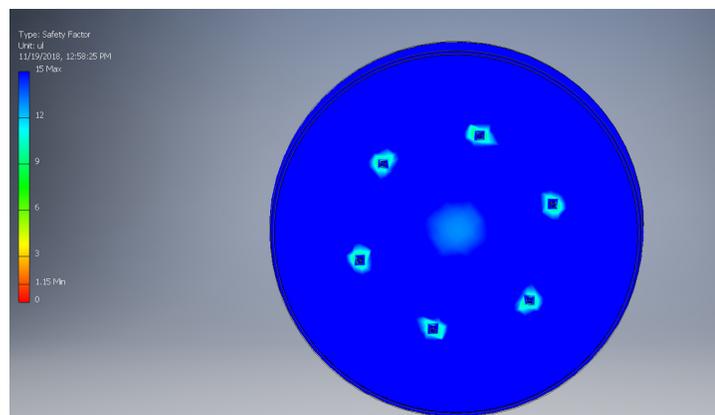
El uso de un diseño de pistón libre típicamente reduce las pérdidas, permite la actuación dinámica y el ajuste de amplitudes, y permite la operación independiente del pistón de potencia. Sin embargo, agrega complejidad en el diseño y control del pistón y requiere una entrada separada de potencia para ser accionada [76]. Un enlace cinemático directo a través de un cigüeñal restringe el pistón a una amplitud y un ángulo de fase específicos, y es mucho más sencillo de diseñar. En este caso, el pistón desplazador está impulsado por la potencia desarrollada por el pistón de potencia, por lo que no se necesita un accionamiento adicional.

Dado que el desplazador es hueco, se debe tener cuidado para asegurar que la estructura sea estable bajo la presión de trabajo. Mientras que el desplazador

se equilibrará con la presión promedio del motor, el motor produce una forma de onda de presión que ejerce presión en la parte superior e inferior del desplazador. Los grosores de rolado escogidos para el cilindro se basaron en este criterio y se fundamentaron bajo una análisis FEA estructural para la presión de trabajo del motor, en la Figura 3.9 se puede observar el desplazamiento de la pieza sometida a las fuerzas de expansión térmica y el factor de seguridad de la pieza. Como se observa la flexión en la pieza presenta valores significativamente bajos y el factor de seguridad mas bajo es muy bueno, ya que supera el 6 cuando el mínimo para este tipo de piezas requerido es de 3. El material que escogió fue el acero debido a sus propiedades de resistencia mecánica, buena durabilidad y resistencia la flexión.



(a) Análisis de resistencia estructural del pistón desplazador



(b) Coeficiente de seguridad para el pistón desplazador a la condiciones de trabajo

Figura 3.9: Análisis de resistencia estructural del pistón desplazador (a) y Coeficiente de seguridad para el pistón desplazador a la condiciones de trabajo (b).

3.5 PISTÓN DE POTENCIA

El pistón de potencia es responsable de los movimientos de expansión y compresión del motor. Como tal, experimenta grandes fuerzas y tiene que tener mayor resistencia mecánica que el pistón del desplazador. En este diseño, es un cilindro de acero sólido con un círculo interior ahuecado, como se muestra en la Figura 3.10 . El mismo comprime y expande el volumen total del fluido de trabajo dentro del motor Stirling, extrayendo potencia durante la operación.

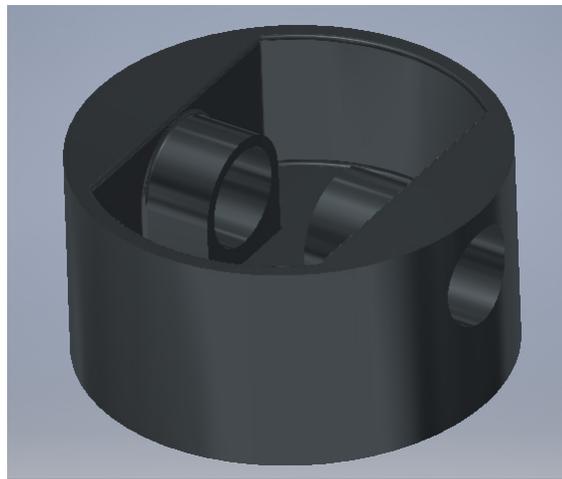


Figura 3.10: Vista isométrico del pistón de potencia

El pistón de potencia experimenta altas fuerzas durante las carreras de compresión y expansión, que requieren una potencia de accionamiento reactiva. La presurización del fluido de trabajo aumenta las fuerzas de compresión experimentadas por unidad de cambio de volumen. Estas fuerzas pueden fácilmente volverse excesivas. Un método para mitigar esto es tratar el fluido de trabajo interno como un resorte de gas y diseñar la masa del pistón de potencia de manera tal que a la presión y movimiento nominales, el pistón se mueva en la resonancia del sistema masa resorte como se muestra en la Figura 3.11 . Esto permite que el resorte de gas tome la mayor parte de la potencia reactiva requerida para impulsar el pistón en movimiento sinusoidal de estado estable [68].

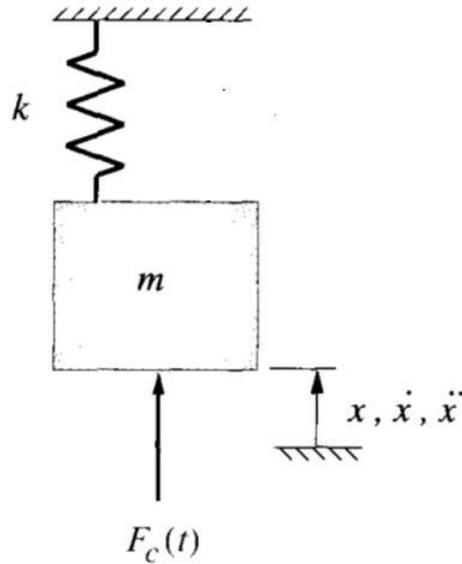


Figura 3.11: Sistema de masa resorte equivalente para el análisis dinámico del gas en el pistón de potencia

Para lograr una masa particular, la única geometría relevante del pistón de potencia para el ciclo del gas es la cara interior del pistón. Esta cara, junto con el movimiento del pistón, determina el efecto del pistón de potencia sobre el movimiento y la compresión del gas. En vista de esto, el material puede ser removido del pistón de potencia en la cara exterior para lograr la masa deseada sin afectar el ciclo interno. En este diseño, un cilindro se perfora desde la cara exterior para lograr resonancia con el resorte de gas. La masa resonante deseada viene dada por las siguientes ecuaciones:

$$k = \gamma p A_p^2 \quad (3.40)$$

$$m = \frac{k}{\omega^2} \quad (3.41)$$

Donde k es la constante elástica del muelle γ es razón de calores específicos a presión y volumen constantes del gas de trabajo $(\frac{C_p}{C_v})$, A_p^2 (m^2) es el área de la sección transversal del pistón que choca con el gas, V es el volumen de barrido para

el pistón de potencia, y w la frecuencia de operación del motor (HZ). la masa de diseño para que alcance la resonancia es de 11 kg.

El pistón de potencia se encuentra en una interfaz entre el fluido de trabajo interno y el espacio de la manivela, que en esta configuración está presurizado a la presión media del gas de trabajo. A medida que la presión interna oscila alrededor de la media, este diferencial de presión puede causar un flujo de fugas, lo que impone una pérdida en el motor en forma de pérdida de trabajo P-V. Esta interfaz debe estar lo suficientemente sellada para evitar una fuga excesiva de gas hacia o desde el ambiente. En el caso de estudio, esta interfaz está totalmente presente en el lado frío del motor, a diferencia de otras configuraciones del motor Stirling, que simplifican enormemente el sellado. En este diseño, el sellado se logra simplemente con un espacio estrecho entre el pistón de potencia y su alojamiento del cilindro. La camisa del pistón se diseñó con una separación de 1 milésimas respecto al cilindro del pistón, que se logró con una holgura inicial mecanizada de 2 milésimas, y luego se cubrió con una capa de hasta 1 milésima en un proceso de pulverización de precisión.

Dado que se trata de una superficie de contacto, también sirve como superficie de apoyo entre el pistón de potencia y el resto del motor. La lubricación de esta superficie también se logra con el recubrimiento, que es un lubricante Xylan 1620 en seco[77]. El material Xylan fue elegido por su bajo coeficiente de fricción dinámica (alrededor de 0.02) en un amplio rango de presiones superficiales, y buena resistencia al desgaste y protección contra la corrosión. Con este recubrimiento, el pistón logra una baja fricción en movimiento y un sellado adecuado del fluido de trabajo. En la Tabla 3.6 se muestran las propiedades del pistón de potencia.

Tabla 3.6: Propiedades del pistón de potencia

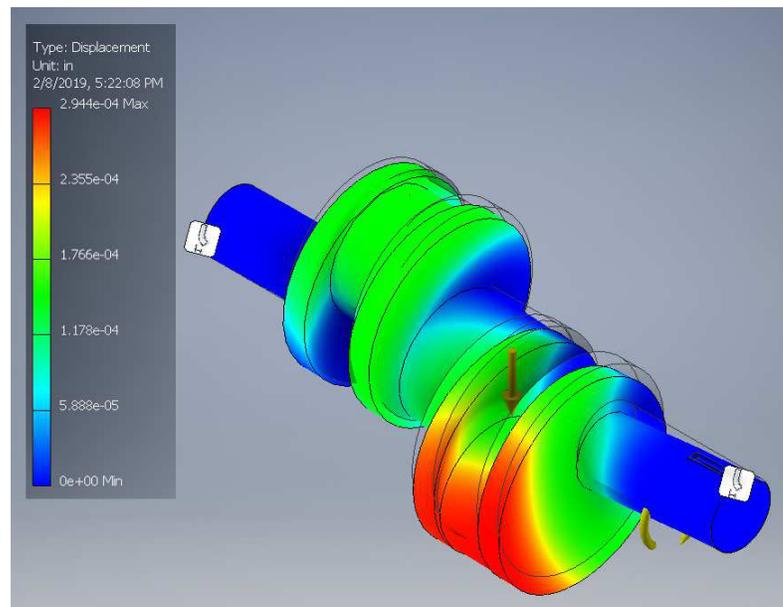
Propiedad	Valor
Diámetro	177.8 mm
Longitud de la Camisa	170.18 mm
Tolerancia	0.0254 mm
Recubrimiento	3.175 mm
Carrera	152.4 mm
Masa	11 kg

3.6 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

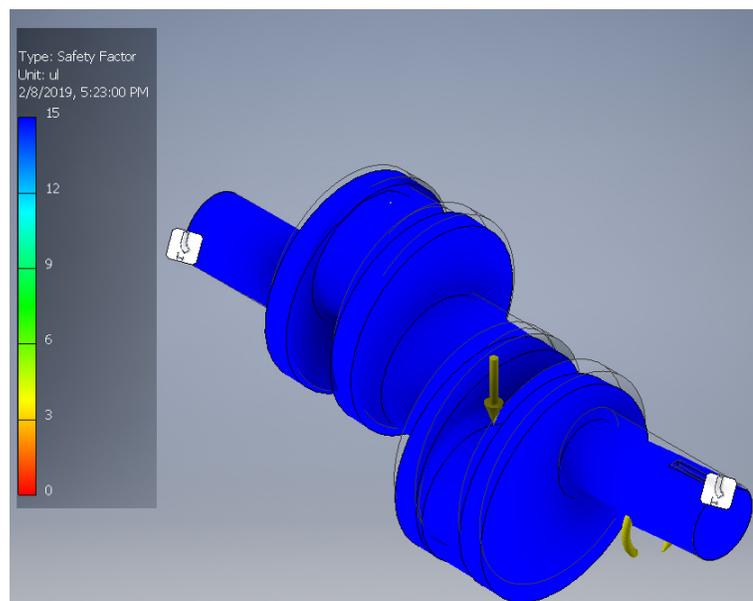
El sistema de transmisión es el enlace cinemático entre el pistón de potencia y el pistón desplazador. Para estos motores se utilizan dos tipos de transmisión: un diseño a pistón libre o un cigüeñal. Los diseños de pistones libres tienen las ventajas de variar los volúmenes de barrido, menos partes móviles y menores pérdidas de fricción. Un diseño tipo cigüeñal tiene ventajas de no requerir un accionamiento de pistón independiente, controles más simples y la utilización de piezas que ya tienen una cadena de suministro ubicua. El diseño elegido para el sistema fue un cigüeñal y su selección se fundamenta a continuación.

La principal implicación del diseño para el ciclo del motor es que los volúmenes barridos de los pistones están a la altura de la geometría del cigüeñal. El diámetro del cigüeñal debe estar diseñado para adaptarse a las fuerzas máximas desarrolladas por el pistón de potencia, así como a las fuerzas necesarias para impulsar el pistón del desplazador. Esto se puede observar en la Figura 3.12, donde en el análisis de elementos finitos se aprecia que los desplazamientos máximos en las zonas de riesgo de la pieza están en el orden de 3×10^{-4} mm y el factor de seguridad por encima de valores de 10, siendo el criterio aceptable para este tipo de diseños de 5 [78]. Los rodamientos también deben elegirse para reducir las pérdidas, ya que estas pérdidas

se restan directamente del trabajo de salida. En la Figura 3.13 se muestra una imagen del cigüeñal construido final.



(a) Análisis FEA para el cigüeñal



(b) Coeficiente de seguridad para el cigüeñal

Figura 3.12: Análisis FEA para el cigüeñal (a) y Coeficiente de seguridad para el cigüeñal (b).



Figura 3.13: Cigüeñal fabricado

3.7 VOLANTE DE INERCIA

El volante de inercia es uno de los componentes más importantes del motor ya que es el encargado de almacenar la energía cinética suficiente para garantizar que el sistema de transmisión del motor siga en movimiento. En el caso de estudio el volante de inercia es una polea que se utilizará para la conversión de energía mecánica en eléctrica mediante un sistema de transmisión por correa a un alternador de tres polos que se describirá a detalle en posteriores secciones. Para el cálculo de la inercia necesaria para el volante se realizó una simulación dinámica por el software Autodesk Inventor, el proceso realizado fue el siguiente. Con el dibujo del ensamble realizado en el software que se muestra en la Figura 3.16, se pasa a la etapa de simulación con todos los materiales definidos. El primer paso es realizar la curva de arranque del motor que se muestra en la Figura 3.15, con las misma el sistema realiza el arranque y calcula las fuerzas y momentos para los puntos señalados de interés para el autor, los cuales son en los muñones, el cigüeñal y en la salida del mismo donde ira el volante. El programa calcula estos parámetros de la siguiente manera:

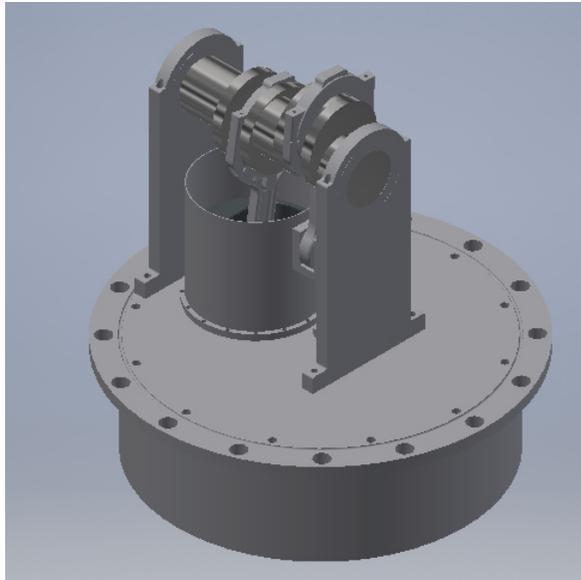


Figura 3.14: Ensamble utilizado para la simulación dinámica

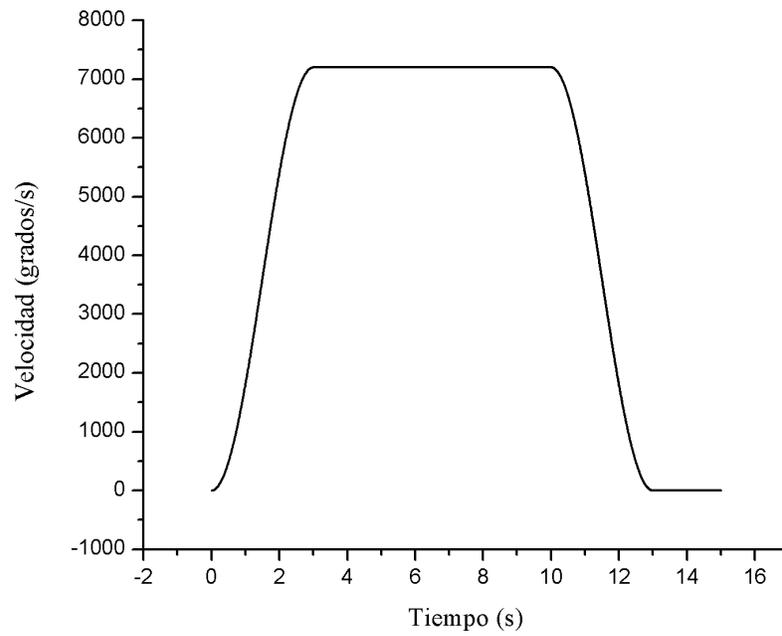


Figura 3.15: Curva de arranque utilizada para la simulación.

Precisión del solucionador:

Las ecuaciones dinámicas se integran mediante un esquema de integración de Runge-Kutta de quinto orden. El error y el paso de tiempo de la integración se gestionan del modo siguiente para poder ofrecer garantías:

- Se calcula el error de integración al final de cada paso de Runge-Kutta, en función de las velocidades y las aceleraciones calculadas.
- Este error de integración se compara con el parámetro “precisión de solucionador” definido por el usuario.
- Si el error de integración supera la precisión del solucionador, se rechaza el paso. Entonces se calcula un nuevo paso de tiempo inferior al paso real y se reinicia la simulación desde el principio del paso con el nuevo valor del paso de tiempo.

Realizada la simulación se obtiene los valores de fuerza, velocidad y torque para los puntos seleccionados y se obtienen gráficas y datos en hojas Excel como el que se muestra en la Figura 3.16.

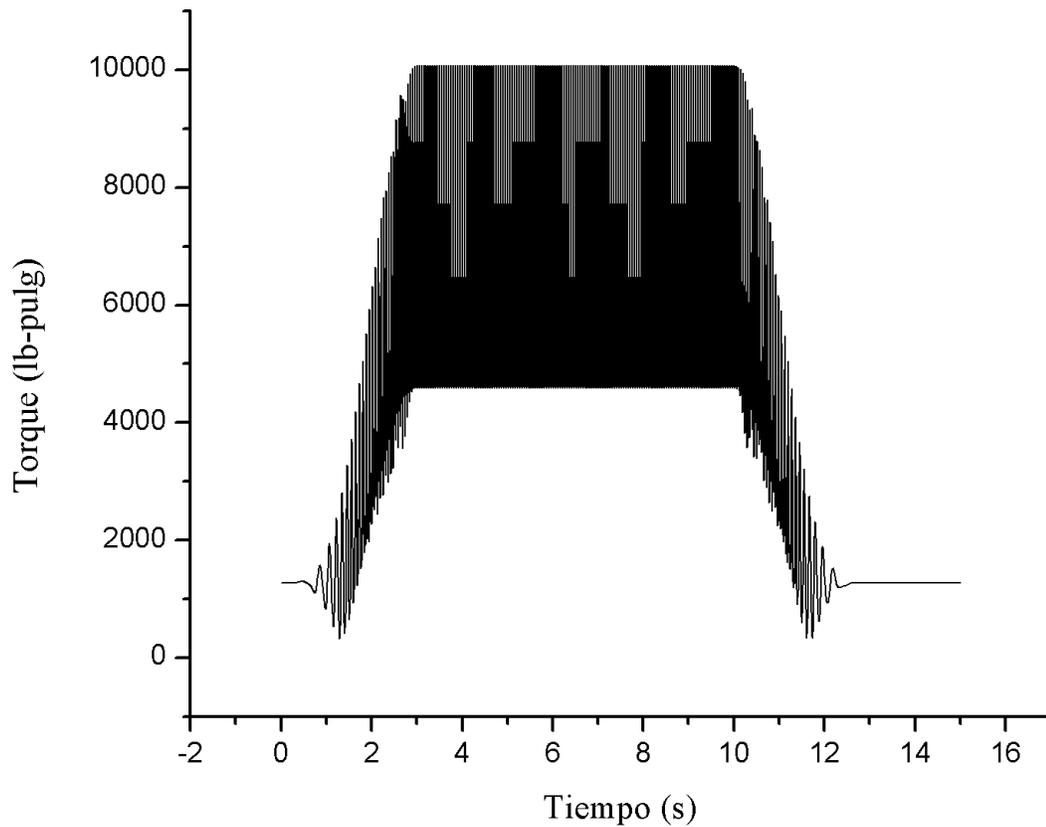


Figura 3.16: Comportamiento del torque para el punto más pegado a la salida del cigüeñal en la simulación.

Después de haber realizado esto pasamos a la etapa de post-procesamiento donde se hallará la velocidad promedio de la corrida, el torque promedio y mayor velocidad y con estos valores se calculará la energía necesaria para el volante y la inercia necesitada del mismo mediante las ecuaciones 3.42 y 3.43 que se pueden consultar en [78].

$$E = T_{ave} - T_{m\acute{a}x} \quad (3.42)$$

$$I = \frac{E}{(0.05 \times v_{prom}^2)} \quad (3.43)$$

Donde T_{ave} y $T_{m\acute{a}x}$ (N-m) son los torques promedios y mayor velocidad respectivamente, E (N-m) es la energía que debe almacenar el volante, v_{prom} ($\frac{rad}{s}$) es la velocidad promedio del sistema, e I la inercia calculada ($kg\cdot m^2$). Después de esto se seleccionó la polea comercial del catalogo Martin[79] que cumpliera con las características se seleccionó la polea con numeración B124-SDS, aunque la misma esta sobredimensionada con respecto a su valor inercial era la polea más cercana que cumplía los requerimientos necesarios. Las propiedades del volante se enumeran en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7: Propiedades del volante

Propiedad	Valor
Velocidad promedio	83.4 $\frac{rad}{s}$
Torque promedio de la simulación	19.78 N-m
Torque a velocidad máxima de la simulación	53.91 N-m
Energía almacenada en el volante	34 N-m
Inercia necesitada para el volante	0.097357388 $kg\cdot m^2$
Inercia de la polea seleccionada	0.111203 $kg\cdot m^2$

3.8 SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL MOTOR

La fuente de calor para el motor en cuestión, es un fluido, agua en este caso, calentado mediante colectores solares descritos en la sección 1.1.4 a una temperatura de operación de 200°C. El calor se transfiere al motor mediante un intercambiador de calor de cobre en forma de espiral como se muestra en la Figura 3.17. El mismo fue diseñado para que se pudiera transmitir los 13000 W de calor requeridos.

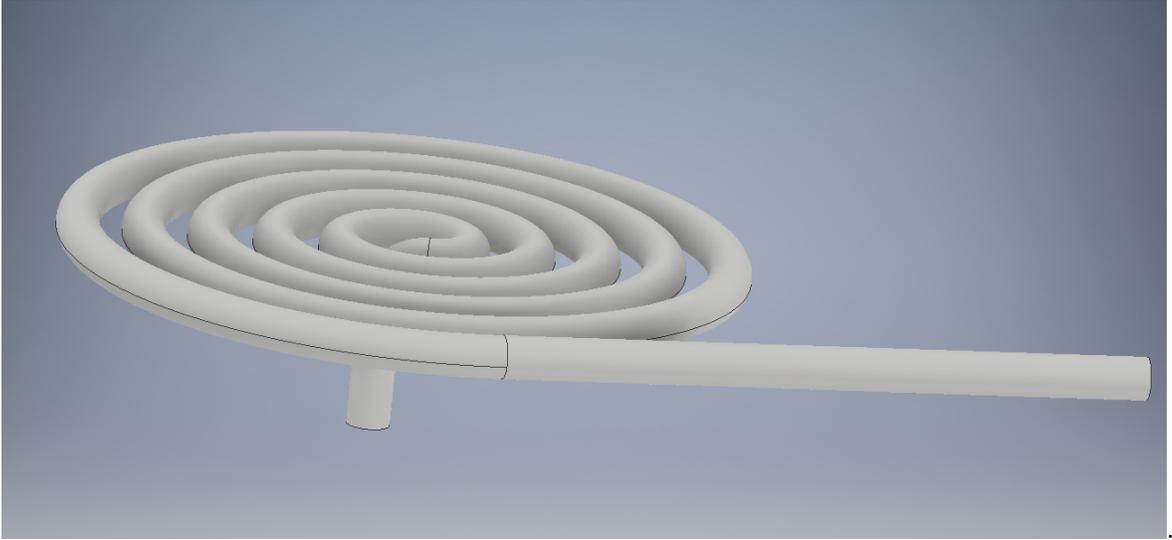


Figura 3.17: Vista Isométrica de la espiral caliente.

Se concibió el intercambiador bajo los criterios expuestos en [80]. Se trabajó con un área fija ya que era la dimensión permisiva de la parte exterior del intercambiador caliente. A partir de aquí se calculó el flujo de calor que maneja la espiral mediante la Ecuación 3.44. Donde Q es el flujo de calor en (W), Δt_c es la diferencia de temperatura media logarítmica y se calcula mediante la Ecuación 3.46, donde T_1 , T_2 y T_s son las temperaturas de entrada, salida del fluido y la superficie del intercambiador de calor caliente respectivamente. Por último U es el coeficiente global de transferencia de calor para la espiral en $\frac{W}{m^2}$

$$A = \frac{Q}{U\Delta t_c} \quad (3.44)$$

El coeficiente global de transferencia de calor viene dado por la ecuación 3.45

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + \frac{x}{k_c} + R_t + R_a \quad (3.45)$$

$$\Delta T = \frac{(T_2 - T_1)}{\ln \frac{(T_s - T_1)}{T_s - T_2}} \quad (3.46)$$

Donde h_o y h_i son los coeficientes de transferencia de calor para el exterior y el fluido interno de la espiral, x es el grosor de la tubería (m), k_c es la conductividad térmica del material ($\frac{W}{m^2K}$), R_t y R_i son el factor de fallas para la coraza y el interior de la tubería, y se determinan de manera empírica dependiendo del régimen de trabajo del fluido.

Para determinar los coeficientes de transferencia de calor para el exterior e interior de la espiral se utilizaron las ecuaciones 3.47, 3.48 y se pueden consultar en [80].

$$h_o = \frac{k0.36Re^{0.55}Pr^{\frac{1}{3}}(\frac{u}{u_{tc}})}{D_e} \quad (3.47)$$

$$h_i = jh(\frac{k}{D})(Pr^{\frac{1}{3}}) \quad (3.48)$$

Donde D_e y D (m), son los diámetros exterior e interior de la tubería, jh es el factor de Colburn que se determina mediante gráficas realizadas en base al numero de Reynolds (Re) [80]; u y u_{tc} son las viscosidades cinemáticas del fluido a temperatura del mismo y a la temperatura de la pared de la tubería ($\frac{kg}{mh}$).

Una vez calculado los parámetros expuestos anteriormente sustituimos en la Ecuación 3.44, para determinar el flujo de calor que se va a manejar en el intercambiador. Para esto se realizó varias iteraciones con diámetros de un cuarto, media y una pulgada respectivamente, y se analizó el comportamiento de esta geometría a flujos volumétricos de $1 \frac{m^3}{h}$ y $2 \frac{m^3}{h}$, debido a que corresponden a bombas accesibles comercialmente y de bajo costo. Para estas condiciones se determinó que la geometría de 1 pulgada fue la que mejor comportamiento presento en cuanto al flujo de calor con 14.4 kW de flujo. En base a este criterio el intercambiador de calor en forma de espiral quedo dimensionado como se muestra en la Tabla 3.9.

Tabla 3.8: Geometría de la espiral

Parámetro	Valor
Paso	0.0381 m
Número de Vueltas	7
Longitud	6.7 m
Diámetro exterior (Espiral)	0.509 m
Diámetro interior (Tubería)	0.0254 m

3.9 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Con el objetivo de mantener la temperatura del volumen de control frío del motor a una temperatura de 30 °C, para garantizar un diferencial de temperatura entre la fuente de calor y el de mas de 150 °C, se diseñó un intercambiador de calor en forma de espiral que va conectado a la parte posterior del enfriador. El mismo se diseñó bajo los criterios postulados en [80] y de forma similar al intercambiador planteado en la sección 3.8.

Para el cálculo de los parámetros termodinámicos se realizó la misma metodología utilizada en la Sección 3.8. Para este caso la iteración se hizo con el objetivo de alcanzar mínimo un flujo de calor de 10000 W, y variando el diámetro interior de la espiral en valores de 0.25, 0.5 y 1 pulgadas. Los resultados de estas iteraciones se muestran en la Figura 3.18. Como se puede apreciar el flujo de calor óptimo se muestra para la tubería de 0.25 en todos los caso independientemente del valor de flujo volumétrico. Al igual que el caso de la sección anterior se selecciona un flujo de trabajo de $1 \frac{m^3}{h}$ y $2 \frac{m^3}{h}$, porque es el caudal mas común en bombas comerciales.

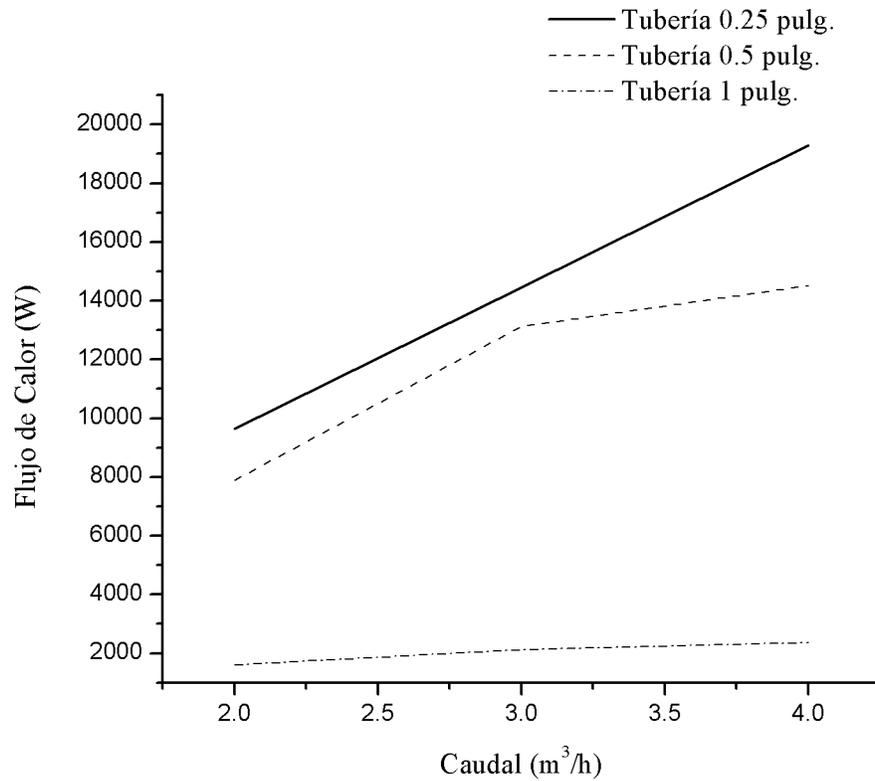
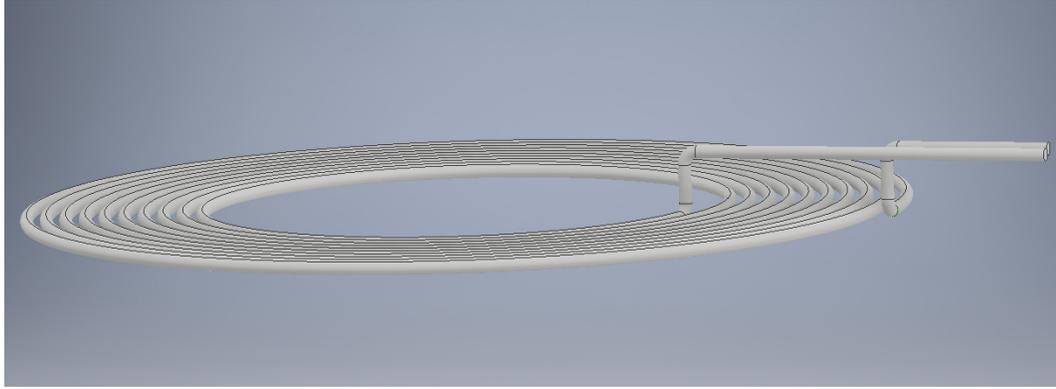


Figura 3.18: Comportamiento del intercambiador para distintos caudales de trabajo.

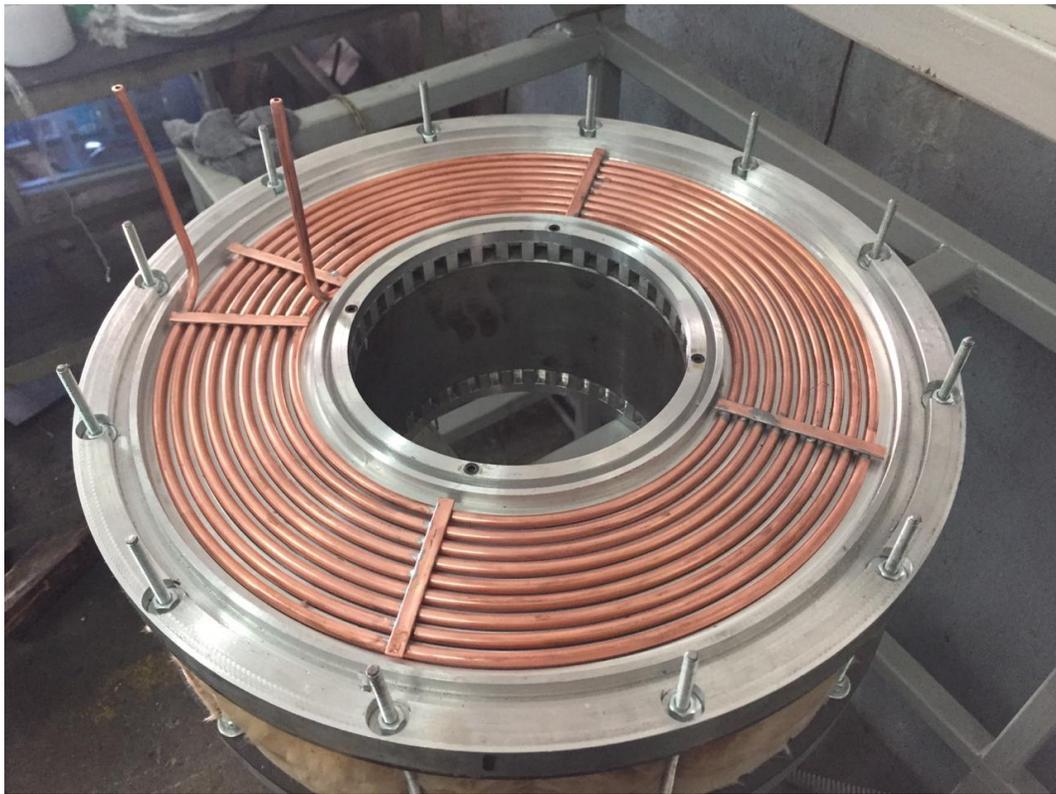
En base al criterio expuesto el intercambiador de calor quedó dimensionado como se muestra en la Tabla 3.9, y se muestra en la Figura 3.19

Tabla 3.9: Geometría de la espiral para enfriamiento

Parámetro	Valor
Paso	0.000925 m
Número de Vueltas	10
Longitud	11 m
Diámetro exterior (Espiral)	0.509 m
Diámetro interior (Tubería)	0.00635 m



(a) Vista isométrica de la espiral de enfriamiento



(b) Espiral de enfriamiento montada en el motor

Figura 3.19: Vista isométrica de la espiral de enfriamiento (a), fotografía de espiral montada en el motor (b).

3.10 PÉRDIDAS E INEFICIENCIA DEL MOTOR

Las pérdidas e ineficiencias en el motor Stirling representan desviaciones de la concepción ideal de la operación del motor térmico mediante un ciclo Stirling[31]. Estas pueden ir desde las pérdidas por fricción en el gas de trabajo hasta la energía térmica que no es totalmente captada por un intercambiador de calor. Cada uno de estos afecta el rendimiento del motor de diferentes maneras, no todas las pérdidas tienen el mismo impacto en la eficiencia.

Una clasificación importante de pérdidas es distinguir entre las de entalpía y trabajo. La diferencia entre estas dos es que si la energía se ha convertido termodinámicamente para realizar trabajo. Las pérdidas por entalpía, que son previas a la conversión, son menos adversas que las pérdidas por trabajo, que son posteriores a la conversión, porque cada Watt de trabajo de salida requirió múltiples Watt de energía térmica de entrada debido a la eficiencia del ciclo. Para tener en cuenta adecuadamente esta diferencia, las pérdidas de entalpía se multiplican por la eficiencia de conversión y se agregan a las pérdidas de trabajo para determinar la pérdida total del motor.

Un segundo matiz es que las pérdidas pueden contribuir o disminuir la carga de trabajo de los intercambiadores de calor. Por ejemplo, el flujo de calor directamente del lado caliente al lado frío impone una carga tanto en los intercambiadores de calor del lado frío como en el caliente, ya que ese calor debe ser transferido al motor en el lado caliente y transferido fuera del motor en el lado frío. La pérdida por fricción se manifiesta en forma de calor agregado, pero donde se agrega este calor en el motor cambia la cuantificación de esta pérdida. El calor de fricción en el lado frío degrada la diferencia de temperatura entre las cámaras caliente y fría y debe ser transferido fuera del motor, pero el calor de fricción en el intercambiador de calor del lado caliente pasa nuevamente por el ciclo de Stirling y se puede recuperar parcialmente. La porción recuperable es nuevamente la eficiencia de conversión del motor. Teniendo en cuenta

estas consideraciones al evaluar las pérdidas en el motor, las siguientes subsecciones abordarán las pérdidas más importantes en el motor y cómo se analizan y cuantifican.

3.10.1 INEFECTIVIDAD DEL REGENERADOR

La mayor fuente de pérdida en el motor Stirling es la ineficacia del regenerador. Esta es esencialmente una entalpía sin capturar que se mueve directamente desde el lado caliente al lado frío, sin ser conservada por el regenerador. En este diseño, la cantidad de calor que se mueve a través del motor es aproximadamente un orden de magnitud mayor que el flujo de calor a través de los intercambiadores de calor, por lo tanto, cualquier ineficacia en el regenerador es muy impactante. La pérdida debida a la inefectividad del regenerador viene dada por:

$$P_{ineff} = \dot{Q}_r(1 - \varepsilon_r) \quad (3.49)$$

Donde Q_r es el flujo de calor a través del regenerador y ε_r la efectividad del mismo. De acuerdo con los resultado del modelo de segundo orden el flujo de calor es de 3.97×10^2 kW, así todo con una efectividad del 99.8 %, las pérdidas por entalpía se cuantifican en 993 W para el regenerador en el caso de estudio.

3.10.2 PÉRDIDAS POR CONDUCCIÓN

Las pérdidas por conducción son el segundo componente más grande de pérdidas por entalpía del sistema. Las vías de conducción más importantes son a través del cilindro interno del desplazador, a través del desplazador mismo y a través de la pared exterior del motor. El desplazador fue diseñado para ser hueco, con paredes más delgadas y suficientes soportes estructurales en el interior, a fin de reducir el área de la sección transversal para la conducción. En este diseño, la pared exterior fue diseñada para ser una cubierta delgada para mitigar esta pérdida. Normalmente, la

pared exterior debe soportar la presurización del fluido de trabajo, pero este diseño utiliza una contención secundaria para mantener la presión elevada. La ecuación de pérdida conductiva es la fórmula básica para la conducción a través de un cuerpo sólido:

$$\Phi_q = \frac{\Delta T \sigma A}{L} \quad (3.50)$$

Las rutas de pérdida de conducción importantes incluyen el cilindro del desplazador, la pared del diámetro exterior del desplazador y la pared del diámetro exterior del motor. La conducción a través de la malla del regenerador es despreciable, debido a la alta porosidad y la baja conductividad del material del regenerador. La pérdida de estos caminos de conducción se detalla en la Tabla 3.10

Tabla 3.10: Pérdidas por conducción

Pérdida para cada componente	Valor
Cilindro del desplazador	215.53 W
Pared del pistón desplazador	101.10 W
Pared del motor	84.93 W

3.10.3 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN EL GAS DE TRABAJO

La siguiente mayor fuente de pérdida son las pérdidas por fricción del flujo de gas a través del regenerador y la malla del intercambiador de calor. Estas son pérdidas de trabajo, ya que esta energía debe ser suministrada por el movimiento de los pistones para forzar el flujo de gas. En este diseño, estos componentes están compuestos por fibras de pequeño diámetro estrechamente empaquetadas, y ambos experimentan un flujo de gas oscilatorio. Una formulación analítica completa de este tipo de pérdida sería altamente complicada y requeriría un modelado de dinámica de fluidos, pero existen fórmulas probadas empíricamente en la literatura y se han utilizado para motores Stirling anteriormente [30, 70]. La fricción del flujo de fluido

a través de una malla fina viene dada por el siguiente conjunto de ecuaciones:

$$f_{m\acute{a}x} = \frac{C_{sf}}{Re_{m\acute{a}x}} + C_{fd} \quad (3.51)$$

$$p_{m\acute{a}x} = \rho f_{m\acute{a}x} v_{m\acute{a}x}^2 \frac{L_w}{2D_h} \quad (3.52)$$

$$P_{mesh} = \frac{A_0 \rho_{m\acute{a}x} v_{m\acute{a}x}}{2} \quad (3.53)$$

Donde $f_{m\acute{a}x}$ es el coeficiente de fricción máximo, C_{sf} y C_{fd} son coeficientes determinados empíricamente y se pueden consultar en [30], para este caso se utilizó $C_{sf}=175$ y $C_{fd}= 1.6$; $Re_{m\acute{a}x}$ es el número de Reynolds a velocidad máxima; $p_{m\acute{a}x}$ (Pa) es la caída de presión pico asociada con la fricción; $v_{m\acute{a}x}$ ($\frac{m}{s}$) es la velocidad máxima del fluido; L_w (m) es la longitud a través de la malla; D_h (m) diámetro hidráulico de la malla; P_{mesh} (W) es la pérdida por fricción en forma de potencia; A_0 (m²) es el área de flujo libre de la malla en la dirección del fluido.

Estas ecuaciones se pueden aplicar tanto a la malla del regenerador y malla de cobre. Como se puede ver en estas relaciones, la pérdida por fricción de flujo se escala de forma cuadrática con la velocidad del fluido, inversamente de forma cuadrada con el diámetro hidráulico y, tal vez sorprendentemente, no se escala en primer orden con la presión.

3.10.4 PÉRDIDAS POR COMPRESIÓN

Otra pérdida crítica de entalpía es la pérdida por compresión del resorte de gas, también conocida como pérdida por histéresis del gas[68]. Esto es causado por el calentamiento adiabático del fluido de trabajo durante la parte de compresión del ciclo de Stirling, elevando la temperatura del fluido. Esto conduce a una pérdida adicional de transferencia térmica al medio ambiente, eliminando la entalpía del fluido. Los intercambiadores de calor deben restaurar esta entalpía perdida para mantener el nivel de entalpía del fluido de trabajo. En la carrera de expansión, el fluido se enfría adiabáticamente más allá del comportamiento isotérmico ideal, y

requiere energía de entrada adicional para mantener la temperatura. Esta pérdida puede entenderse como resultado de un proceso de expansión y compresión que es sustancialmente más rápido que la velocidad de transferencia de calor de los intercambiadores de calor. Este es también el principal mecanismo de pérdida en un resorte de gas bajo movimiento sinusoidal. La ecuación para esta pérdida es:

$$W_{comp} = \sqrt{\frac{\omega\gamma^3(\gamma-1)T_w p_m \kappa}{32}} \left(\frac{V_m}{V_0}\right)^2 A_w \quad (3.54)$$

Donde ω (Hz) es la frecuencia del ciclo, γ es la relación de capacidad de calor definida por $\frac{C_p}{C_v}$, T_w (K) es la temperatura de la pared del motor, p_m es la presión media en la cámara caliente del sistema, V_m (m^3) y V_0 son el volumen de barrido y el volumen muerto para los dos pistones del motor, A_w (m^2) es el área mojada para el pistón analizado. Las pérdidas de compresión varían cuadráticamente en relación al valor de $\frac{V_m}{V_0}$, puede crecer rápidamente si se diseñan volúmenes barridos para los pistones demasiado grandes.

3.10.5 PÉRDIDAS EN LOS CANALES

El gas de trabajo debe ser forzado a través de los canales en el intercambiador de calor e incurre en pérdida por fricción debido a este movimiento. Este fenómeno es proporcionado por los pistones, y por lo tanto es una pérdida de trabajo, pero contribuye de manera desigual a la pérdida general del motor, dependiendo de qué intercambiador de calor esté en cuestión. La fricción del lado caliente todavía se puede recuperar parcialmente, pero la fricción del lado frío es completamente perjudicial. Esta pérdida se determina a partir de una fórmula empírica para el factor de fricción junto con las ecuaciones estándar de pérdida de gas:

$$f_{canal} = (0.79 \log(Re) - 1.64)^{-2} \quad (3.55)$$

$$p_{canal} = \rho f_{canal} v_{m\acute{a}x}^2 \frac{L}{2D_h} \quad (3.56)$$

$$P_{canal} = \rho_{canal} \dot{V} \quad (3.57)$$

Donde L (m) es la longitud del canal, D_h (m) el diámetro hidráulico para la sección del canal, \dot{V} es el flujo volumétrico a través del canal. Esta pérdida se escala aproximadamente con la velocidad al cuadrado, por lo que mantener bajas las velocidades de flujo es el mejor método para reducir la pérdida. El fluido de transferencia de calor externo fluye a través de canales similares en el lado externo del intercambiador de calor y también obedece este conjunto de ecuaciones.

3.10.6 PÉRDIDAS POR SELLAJE

Las pérdidas de sellaje se refieren a las pérdidas causadas por el espacio entre un pistón y su camisa, lo que permite que una porción de gas transfiera calor por convección de un lado del pistón al otro. Esto crea una pérdida debido a dos mecanismos: primero, si existe un diferencial de temperatura entre las dos cámaras, entonces este flujo de gas es una pérdida de entalpía de una cámara a la otra. Segundo, si hay una caída de presión en el pistón, entonces esto incurre en la pérdida de flujo. La tolerancia alrededor del desplazador y el pistón de potencia exhiben esta pérdida, pero cada uno debido a uno diferente de los mecanismos.

La holgura alrededor del desplazador es un camino directo para mezclar el gas de trabajo entre las cámaras caliente y fría, lo que da como resultado la pérdida de entalpía que proporcionó el intercambiador de calor del lado caliente y que el intercambiador de calor del lado frío rechazó sin contribuir al trabajo. Sin embargo, este espacio no está expuesto a un diferencial de presión significativo y, por lo tanto, no presenta el componente de pérdida de flujo. La tolerancia del pistón de potencia

no expone un diferencial de temperatura considerable, por lo que no incurre en ese componente. La pérdida del desplazador es la mayor de las dos pérdidas de sellaje, en parte debido a la mayor brecha alrededor del desplazador. El modelo para la pérdida de despeje se deriva de [44]. Primero, la transferencia de masa está dada por:

$$\dot{m} = \pi D \frac{p_1 + p_2}{4RT_g} \left(vg - g^3 \frac{p_1 - p_2}{6\mu L} \right) \quad (3.58)$$

donde \dot{m} ($\frac{kg}{s}$) es el flujo másico a través de la holgura, D (m) es el diámetro del pistón en cuestión, p_1 y p_2 (Pa) son las presiones para cada lado de la brecha, R ($\frac{J}{kgK}$) es la constante de los gases ideales, T_g (K) es la temperatura media en el claro de la tolerancia para los pistones del motor, v ($\frac{m}{s}$) es la velocidad media para el pistón, g (mm) la tolerancia utilizada en cada cilindro, μ (Pa-s) es la viscosidad dinámica para el gas de trabajo, L (m) es la longitud de la tolerancia utilizada. la ecuación de transferencia de masa incorpora dos términos el primero vg , representa el cizallamiento debido al movimiento del pistón; el segundo representa el flujo debido a un diferencial de presión de un lado del espacio al otro. A partir de la transferencia de masa calculada, las pérdidas por entalpía y de caída de presión vienen dadas por:

$$P_{PV} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} dt \quad (3.59)$$

$$\dot{H} = \frac{C_p \Delta T}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \dot{m} dt \quad (3.60)$$

donde P_{PV} (W) es la pérdida para la caída de presión, \dot{H} (W) es la pérdida por la transferencia de entalpía, t_1 y t_2 (s) son los tiempos de inicio y fin para cada período de la carrera de los pistones, Δp (Pa) es la caída de presión en la holgura, ρ ($\frac{kg}{m^3}$) es la densidad del gas, ΔT (K) es la diferencia de temperatura a través de la tolerancia. Las ecuaciones brindan dos tipos de pérdidas, Ecuación 3.59 devuelve las pérdidas de presión a través de la brecha, la cual se aplica al pistón de potencia;

Ecuación 3.60 brinda las pérdidas por entalpía debido al flujo de calor sensible a través de la holgura del pistón desplazador.

3.10.7 SÍNTESIS DE PÉRDIDAS

La recopilación de las pérdidas se muestran en la Tabla 3.11. Los cálculos de cada una de estas pérdidas se integraron en las opciones de diseño y optimización descritas anteriormente y sirvieron de criterios fundamentados para el diseño resultante elegido. En la Figura 3.20 se muestra un diagrama completo de las pérdidas y los flujos de potencia de la entrada a los flujos de salida. Como se muestra en esta figura, el procedimiento contable para las pérdidas difiere ligeramente en cuanto a la entalpía en comparación con las pérdidas en el trabajo, y en el lado caliente en comparación con las pérdidas en el lado frío. Resumiendo: las pérdidas térmicas directas del intercambiador de calor del lado caliente al intercambiador de calor del lado frío, como la ineficiencia del regenerador o la pérdida de conducción, no son tan perjudiciales como las pérdidas que se deben sustraer de la producción de trabajo porque representan energía no convertida y por lo tanto, se descuentan por la eficiencia de conversión.

Las pérdidas de trabajo son aquellas pérdidas que se restan del trabajo de salida desarrollado, como la energía requerida para superar la fricción del flujo. El calentamiento localizado de estas pérdidas tiene diferentes efectos dependiendo de la cámara próxima. La disipación de calor por fricción en el lado frío debe ser rechazado para el ambiente, pero el calentamiento por fricción en el lado caliente aumenta la entalpía en esa cámara y, por lo tanto, se recicla nuevamente al ciclo del motor Stirling. La fricción de flujo a través del regenerador se divide entre las cámaras caliente y fría para representar el hecho de que este componente se extiende a ambos lados de las cámaras caliente y fría. Cada componente de pérdida se enumera en su valor no descontado; la última línea descuenta y suma cada pérdida en consecuencia, por lo tanto, se establece en valores comparables al trabajo PV de salida.

Tabla 3.11: Contabilización de pérdidas en el diseño de motores Stirling. Las pérdidas por entalpía se diferencian de las pérdidas mecánicas y se descuentan por la eficiencia de conversión η . Las pérdidas mecánicas se separan en el lado frío y el lado caliente, las pérdidas del lado caliente se convierten parcialmente a través del proceso del ciclo y se descuentan $(1-\eta)$. La pérdida efectiva total es la suma de estos términos.

Pérdidas	Entalpía	Mecánica
Efectividad del regenerador	993 W	
Fricción de flujo del Regenerador		131 W
Fricción de flujo del Intercambiador (Foco Caliente)		17 W
Fricción de flujo del Intercambiador (Foco Frío)		13 W
Fricción de flujo de fluido externo (Foco Caliente)		15 W
Fricción de flujo de fluido externo (Foco Frío)		18 W
Fricción del flujo del canal (Foco Caliente)		79 W
Fricción del flujo del canal (Foco Frío)		96W
Pérdidas por compresión		66 W
Pérdidas por sellaje en el desplazador	387 W	
Pérdidas por sellaje en el pistón de potencia		41.2 W
Pérdidas por conducción	402 W	
Total de pérdidas por entalpía	1785 W	
Pérdidas por entalpía descontadas	357 W	
Total de pérdidas mecánicas del foco caliente		209.5 W
Total de pérdidas mecánicas del foco caliente descontadas		167.6 W
Total de pérdidas mecánicas del foco frío descontadas		266.7 W
Total de pérdidas de salida efectivas		791.3 W

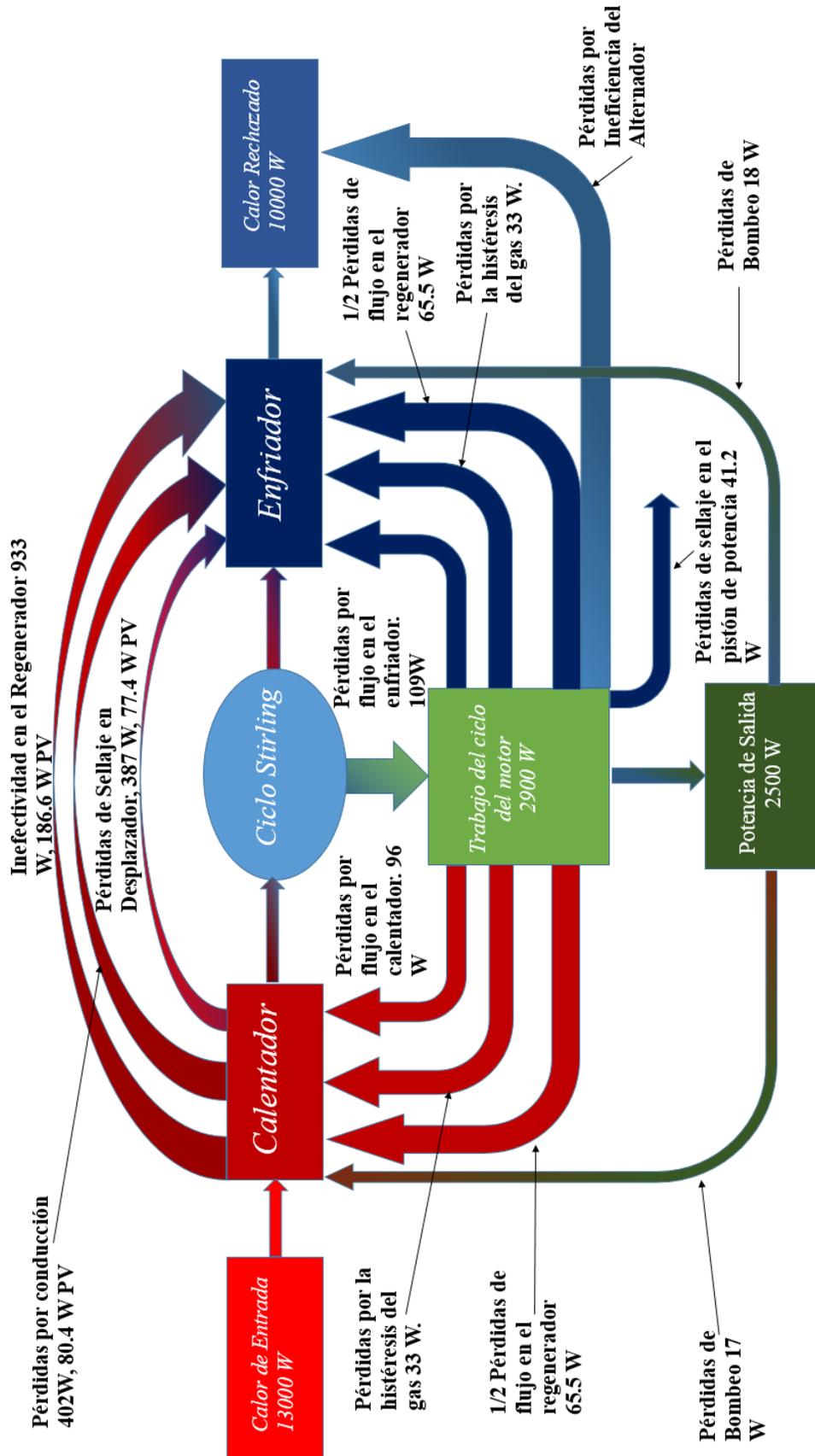


Figura 3.20: Diagrama de Sankey para el sistema

3.11 MATERIALES Y MÉTODOS

3.11.1 INSTRUMENTACIÓN

Con los criterios de diseño y planteamientos de modelos expuesto en este capítulo hasta ahora, se manufacturó y ensambló un motor Stirling Gamma de bajo diferencial de temperatura como se muestra en la Figura 3.21, con el fin de investigar las diferentes afirmaciones que se plantean en el trabajo y la literatura. Los parámetros generales de la instalación experimental desarrollada se expone en la Tabla 3.12.

La misma esta equipada con una variedad de sensores con el fin de derivar diagramas de presión en función del volumen y adquirir una visión más profunda de la termodinámica del motor. Los sensores de presión son transductores piezoeléctricos PTD-25, la frecuencia del motor y el desplazamiento del pistón se miden utilizando un encoder incremental de 100 pulsos por revolución de resolución TRD-MX100BD y la temperatura en los distintos puntos se mide con termopares tipo T, de rangos de temperatura de $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $400\text{ }^{\circ}\text{C}$. Estas mediciones de temperaturas se realizan mediante una tarjeta de expansión compatible con el PLC, MOD.I-7018, de 8 entradas análogas. El sistema de adquisición de datos se realiza mediante un PLC FMD88-10, la velocidad de muestreo es de 0.1 datos por segundo, el mismo se controla mediante un sistema de Supervisory Control and Data Acquisition (SCADA) desarrollado para la recopilación de datos, una foto del tablero de control se puede observar en la Figura 3.22.



Figura 3.21: Fotografía de la instalación experimental desarrollada para medir la presión en función del volumen.

Tabla 3.12: Dimensiones generales del motor Stirling.

Parámetro	Valor
Diámetro del pistón de potencia	177.8 mm
Volumen de barrido	0.004 m ³
Diámetro del pistón desplazador	203.2 mm
Carrera máxima del pistón desplazador	119.83 mm
Temperatura de la fuente	473 K
Temperatura del sumidero	303 K
Presión de trabajo	5 bar



Figura 3.22: Fotografía de control de adquisición de datos

3.11.2 AJUSTES A LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Realizado la metodología de diseño, la manufactura, el ensamble y la puesta en marcha de la estación experimental. Se prosiguió a realizar una serie de corridas experimentales para validar todos los fenómenos descritos en este documento de tesis. La estación experimental detallada se muestra en Figura 3.23 dónde se puede ver los distintos accesorios que se utilizaron para la misma.

Las corridas se hicieron utilizando el mechero mostrado en la Figura 3.23, como fuente de calor hasta que llegara a los 200°C y una presión de llenado de 4 bar. Las primeras pruebas encontraron problemas mecánicos serios que impidieron el sellaje necesario de los pistones y el cuerpo del motor, el cual derivó a muchas fugas que impedían la obtención de datos que correspondieran a la obtención de un ciclo termodinámico característico.

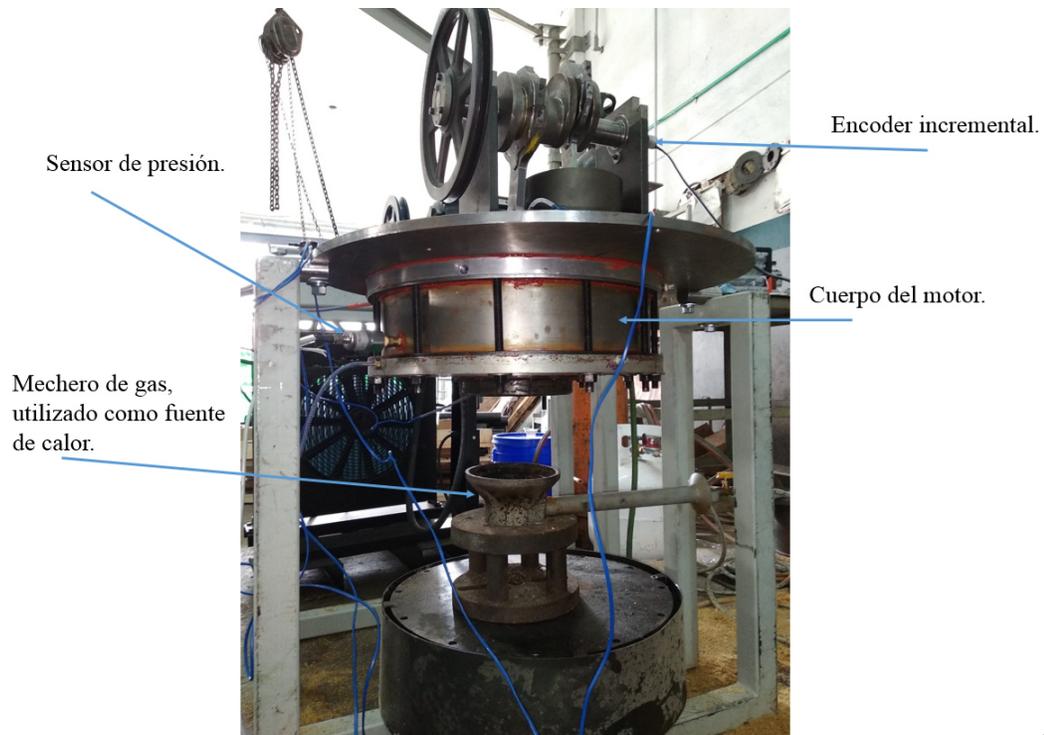


Figura 3.23: Fotografía de la instalación experimental con sus respectivos componentes.

Dentro de los principales problemas se encontró alta rugosidad en el pistón desplazador como se muestra en la Figura 3.24 , tolerancia entre la camisa y el cilindro mayor a la propuesta en el diseño. Estos inconvenientes afectaban directamente a la fricción del pistón y el sellaje respectivamente. Otro de los contratiempos encontrados durante estas pruebas fue el abollamiento del cuerpo del motor y la cilindridad de la placa para ensamblarla a los intercambiadores de calor y cerrar el regenerador, los mismos se pueden apreciar en la Figura 3.24 .



(a) Cuerpo del motor



(b) Pistón desplazador

Figura 3.24: Fotografías del pistón desplazador y el cuerpo del motor. (a)Cuerpo del motor con grietas.(b) Pistón desplazador con problemas de rugosidad.

Para mitigar estos problemas se realizaron las siguientes acciones:

- Maquinar nuevamente el pistón con un terminado espejo para evitar los problemas de rugosidad, y mantener la tolerancia H6 de 0.029 mm equivalente al orden de la milésimas de pulgada establecidas en el diseño.
- Rehacer la camisa del pistón desplazador para mitigar los problemas de cilindridad, mejorar el acabado y utilizar el recubrimiento puesto en la camisa del pistón de potencia Xylan 1620, para mejorar los problemas de fricción en el ajuste camisa pistón.
- Para el cuerpo del motor maquinar un surco en los intercambiadores para que ensamble con el cuerpo de manera que se pueda resolver en alguna medida la lamina de acero. Para el sellaje del mismo, utilizar sellador térmico de silicona marca Quilosa de resistencia hasta 300 °C.

En la Figura 3.25 se muestran las respectivas modificaciones descritas anteriormente realizadas, las mismas cumplieron con el objetivo de corregir los problemas mecánicos, principalmente en el pistón desplazador donde se alcanzó la tolerancia propuesta en el diseño de H6. En el siguiente capítulo se expondrán los resultados de las pruebas que se hicieron con las variaciones expuestas.



(a) Cuerpo del motor y camisa



(b) Pistón desplazador

Figura 3.25: Fotografías del pistón desplazador y el cuerpo del motor, con los ajustes mecánicos. (a) Cuerpo del motor y camisa rectificadas. (b) Pistón desplazador nuevamente maquinado.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 RESULTADOS DEL MODELO ADIABÁTICO DE SEGUNDO ORDEN

Del modelo expuesto en la Sección 3.1 y toda la metodología descrita en el capítulo 3 del documento, se obtuvieron una serie de predicciones del comportamiento de los componentes del motor. Los fenómenos físicos que ocurren y el rendimiento del mismo.

Uno de los comportamientos principales en un ciclo Stirling es el diagrama de presión en función del volumen, y como varía el mismo según las condiciones de trabajo. Para el caso de estudio que es un motor de bajo diferencial de temperatura es clave como se va comportar el ciclo, ya que brinda información detallada de las condiciones de operación a las que se puede operar en aras de lograr la mayor potencia y rendimiento del convertidor primario.

En la Figura 4.1 se muestra gráficos de presión en función del volumen para distintas presiones de trabajo, para todos los casos la velocidad de rotación del motor es de 1200 rpm. Como se muestra en el gráfico existe una diferencia entre la presión máxima y mínima, en los espacios de expansión y compresión, esto como resultado

de la caída de presión en los intercambiadores de calor cuando fluye el gas de trabajo a través de ellos. El área encerrada por la curva ilustra el trabajo positivo realizado por la expansión y el trabajo negativo realizado por la compresión. Comparándolo con un ciclo ideal el calentamiento y enfriamiento a volumen constante se reduce debido al volumen muerto del motor y el movimiento no sinusoidal del mecanismo del convertidor primario.

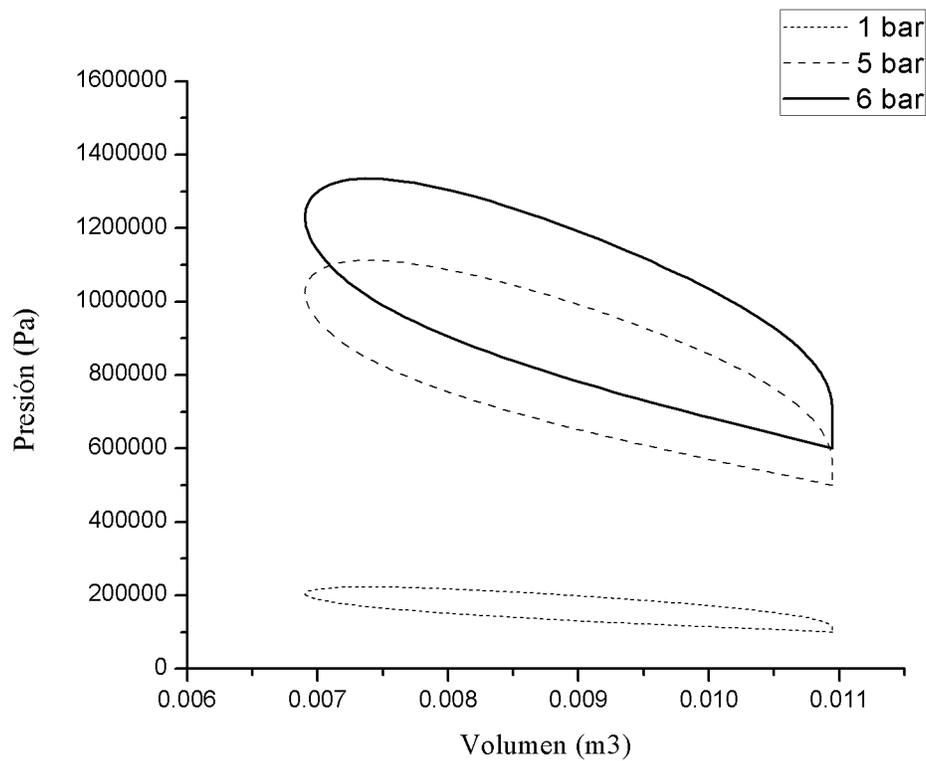


Figura 4.1: Gráfico de presión en función del volumen del ciclo adiabático del modelo, para distintas presiones de trabajo.

Se puede observar que la curva se agranda mientras aumenta la presión de trabajo, un comportamiento de interés para saber las condiciones de trabajo en las que puede operar el sistema en aras de lograr la mayor área encerrada bajo la curva lo que significa una mayor potencia de salida en el ciclo. Como se planteó es clave predecir el comportamiento de la potencia de salida, ya que el diseño de este convertidor primario está fijado para una temperatura de la fuente a no más de 200

° C, con una temperatura de enfriamiento de 35 °C y si se pueden aumentar las presiones dentro de un rango que no afecte a los elementos mecánicos del motor en aras de obtener la mayor potencia de salida a la misma temperatura de trabajo.

Otro comportamiento interesante es la capacidad de transferir calor de los intercambiadores de calor. La misma se puede ver directamente correlacionada a la velocidad de rotación del motor afectando la potencia de salida del sistema como se observa en la Figura 4.2. En la gráfica se puede observar que el punto de mayor potencia indicada es para 20 Hz y 2500 W, ya incluyendo las pérdidas para el motor. Este fenómeno es debido a que los intercambiadores de calor pierden la capacidad de transferir unidades calor por segundo, ya que el proceso de transferencia de calor se acelera demasiado, en contraste con el ciclo ideal que se propone que a mayor revoluciones se obtendrá mayor potencia indicada, ya que la misma es igual al trabajo útil del ciclo por la velocidad de rotación, el modelo de segundo orden expone que para el sistema en cuestión el mejor rango de operación es de 10 a 20 Hz.

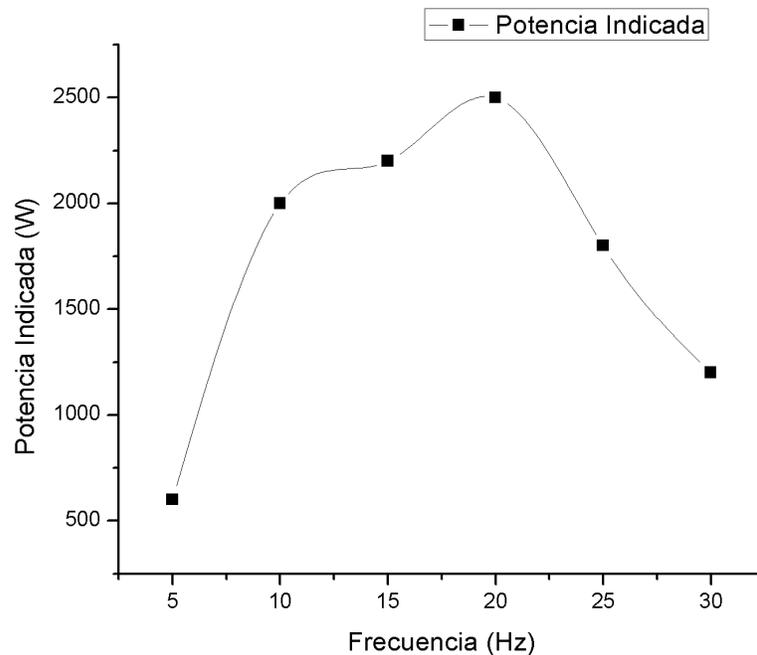


Figura 4.2: Gráfico de potencia indicada vs frecuencia de operación.

4.1.1 VOLUMEN EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DEL CIGÜEÑAL

Un fenómeno común en los motores Stirling que sus diseñadores quieren minimizar a toda costa es el volumen muerto en el motor. El mismo representa fracción del ciclo que no realiza trabajo, es decir parte del volumen total del sistema que no es convertido en trabajo útil por ciclo. Para la configuración del caso de estudio es fundamental mitigar este parámetro, ya que los tipo Gamma de las tres configuraciones son los que presentan el mayor espacio muerto en el motor[28]. Pueden ascender hasta el 40% del volumen total del motor. La mayor parte de este espacio muerto se tiene cuando el fluido de trabajo pasa por los intercambiadores de calor.

En la Figura 4.4 se puede apreciar el movimiento de los distintos cilindros respecto a la variación del ángulo del cigüeñal. Se puede observar que la curva de movimiento para todo los casos sigue un movimiento sinusoidal, que es el que se asemeja al movimiento de un sistema de transmisión de motores Diesel y Otto. Sin embargo para un motor Stirling ideal el movimiento es discontinuo, con picos en los máximos volúmenes y la curva en forma de recta un comportamiento casi imposible de lograr con un sistema de transmisión convencional y se necesitaría un diseño extremadamente costoso. Debido a este comportamiento casi sinusoidal el sistema en el diagrama de presión en función del volumen mostrados en las Figuras 4.1 y 2.1, el área encerrada bajo la curva es menor en el ciclo adiabático simulado que en el ideal, ya que el calentamiento y enfriamiento a volumen constante disminuye debido al movimiento del sistema, además de las pérdidas y el efecto del volumen muerto del motor.

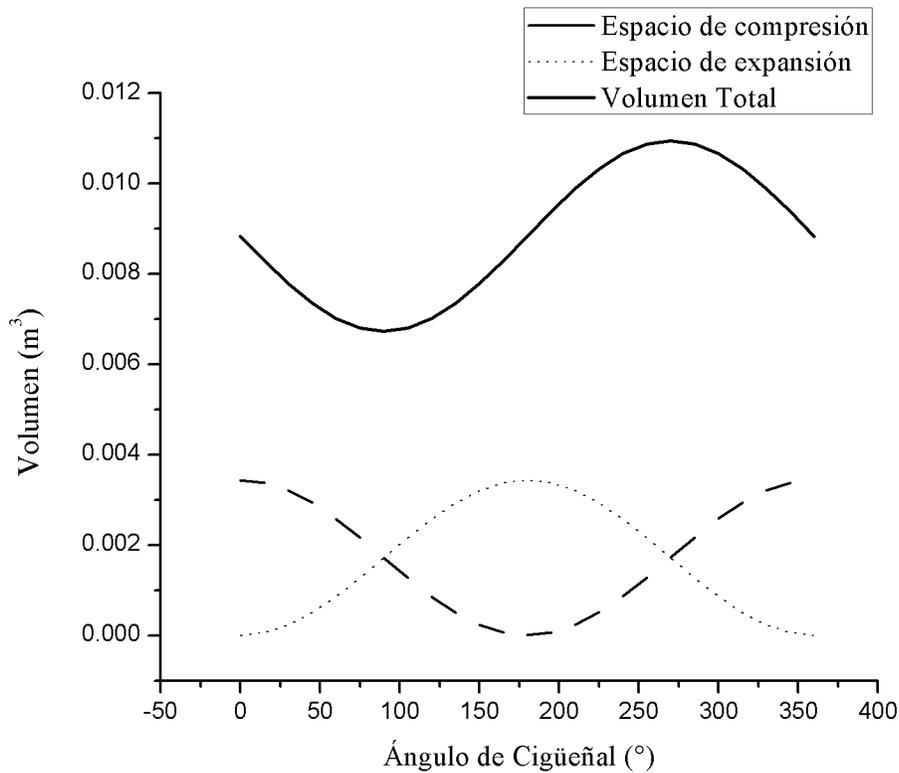


Figura 4.3: Gráfico de variación de volumen respecto al ángulo de cigüeñal.

4.1.2 FLUIDO DE TRABAJO

El fluido de trabajo del motor Stirling es una opción de diseño importante, ya que interactúa con todos los componentes del motor y es responsable de la transferencia de calor a través de tres intercambiadores de calor. Las propiedades para una elección ideal para el fluido de trabajo incluirían una capacidad de calor baja, que proporciona un mayor cambio de temperatura para una cantidad dada de calor absorbido y mejora la efectividad del regenerador, pero reduce la transferencia de calor en el intercambiador de calor; alta conductividad térmica, que mejora la transferencia de calor en el intercambiador de calor y el regenerador; y baja viscosidad, lo que reduce la resistencia de fricción en todo el motor. El candidato ideal para un fluido de trabajo basado solo en las propiedades del material es el gas de hidrógeno.

Sin embargo, el hidrógeno conlleva problemas prácticos. Primero, es inflamable, lo que agrega una preocupación de seguridad importante a una tecnología que de otra manera sería benigna. En segundo lugar, el pequeño tamaño de la molécula de hidrógeno hace que sea difícil de contener, ya que requiere sellos herméticos de alta calidad para evitar fugas, y el hidrógeno también causa la fragilidad del acero.

El helio se usa más típicamente, ya que es inerte y tiene casi las mismas propiedades que el hidrógeno. También es propenso a las fugas, pero no en casi el mismo grado que el hidrógeno. Sin embargo, el helio es relativamente caro y tendría que ofrecer ventajas de rendimiento significativas. Para merecer su uso sobre gases ordinarios como el aire y el nitrógeno.

Otro fluido utilizado en estos sistemas es el nitrógeno, debido a su bajo costo y simplicidad, el nitrógeno comprimido es barato, fácil de contener y se puede rellenar fácilmente si se producen fugas. El uso de nitrógeno presenta una penalización de rendimiento en comparación con los gases alternativos, pero la diferencia es lo suficientemente pequeña como para que predominen las consideraciones prácticas de uso.

En la Figura se muestra un gráfico de los diferentes fluidos de trabajo y su influencia en ciclo. Los parámetros analizados son la relación de compresión y la razón de calor almacenado en el regenerador y el trabajo útil del motor. Este gráfico complementa la información descrita anteriormente y da criterio a la hora de seleccionar el fluido de trabajo para la operación del motor. Analizando la Figura trabajar con aire o hidrógeno sería lo ideal, pero teniendo en cuenta el costo, seguridad y problemas de sellaje que conllevaría no es factible. Sin embargo el helio y el nitrógeno son opciones factibles, sobre todo el primero ya que alcanza valores aceptables para el calor almacenado al regenerador, sin poner en riesgo los elementos mecánicos del motor.

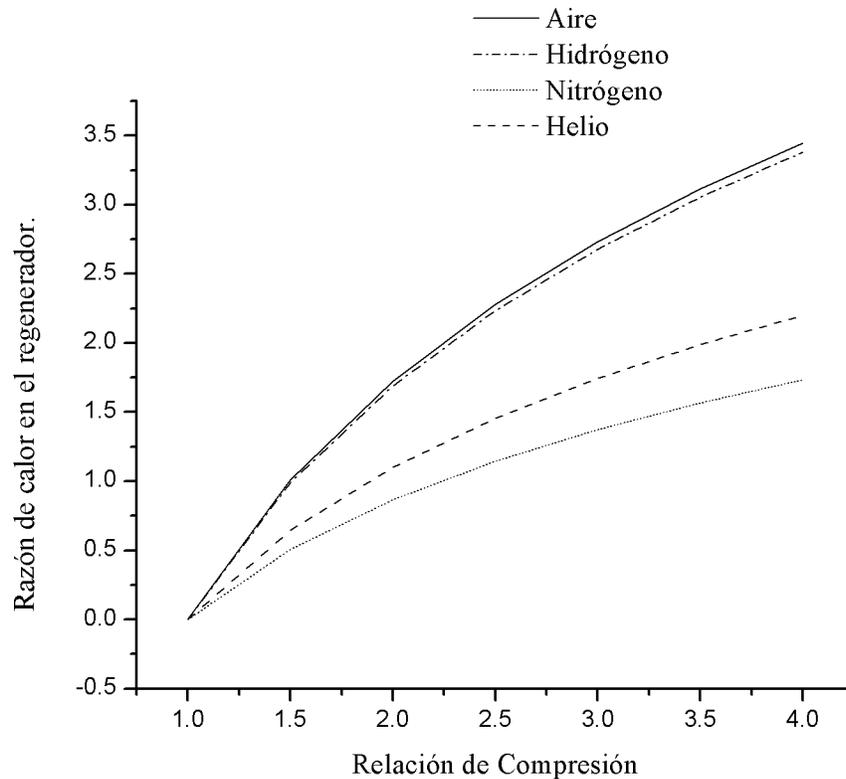


Figura 4.4: Gráfico de los fluidos de trabajo en función de la razón de calor almacenada en el regenerador.

4.1.3 PRUEBAS EXPERIMENTALES

Como se había mencionado en la sección 3.11, con la metodología descrita en el capítulo 3, se manufacturó y se ensambló un motor Stirling tipo Gamma de bajo diferencial de temperatura, en la Figura 4.5 se muestra un isométrico del ensamble final del convertidor primario. La instalación experimental se había mostrado en la Figura 3.23. En esa sección se habían descritos ajustes mecánicos que se hicieron al motor. Con la realización de estos se prosiguió a realizar pruebas experimentales en aras de obtener gráficos de presión en función del volumen para validar el modelo expuesto hasta ahora. Para estas pruebas se utilizó un motor que hiciera función de arrancador y pensando en un diseño futuro de alternador, donde se pudiera arran-

car por este y luego que el Stirling rompiera inercia se quedará generando energía eléctrica. El sistema de acoplamiento fue por un sistema de transmisión por correa como se muestra en la Figura 4.7.



Figura 4.5: Vista isométrica del ensamblaje del motor diseñado.



Figura 4.6: Fotografía instalación experimental con el motor de arranque utilizado.

El motor utilizado es de la compañía General Electric modelo K-3, es un motor de corriente directa con un variador de velocidad acoplado al mismo. El motor gira a una velocidad máxima de 2000 rpm y tiene una potencia 2 HP. El motor acoplado no fue capaz de superar el torque de inercia de necesitado por el motor Stirling, ya que al utilizar el variador de velocidad se reduce su velocidad máxima a 1200 rpm y el máximo momentum que alcanza es de 11 N-m, mientras que el necesario para el Stirling es de 30 N-m. Para poder realizar una validación experimental y ver que fenómenos estaban ocurriendo dentro del motor construido, se optó por darle vueltas de manera constante con una manivela. Estas pruebas se realizaron a presión ambiente y temperatura de la fuente de 120°C, mediante el mechero descrito en la sección 3.11. En la Figura se muestra el gráfico de presión en función del volumen que se pudo recopilar en las pruebas.

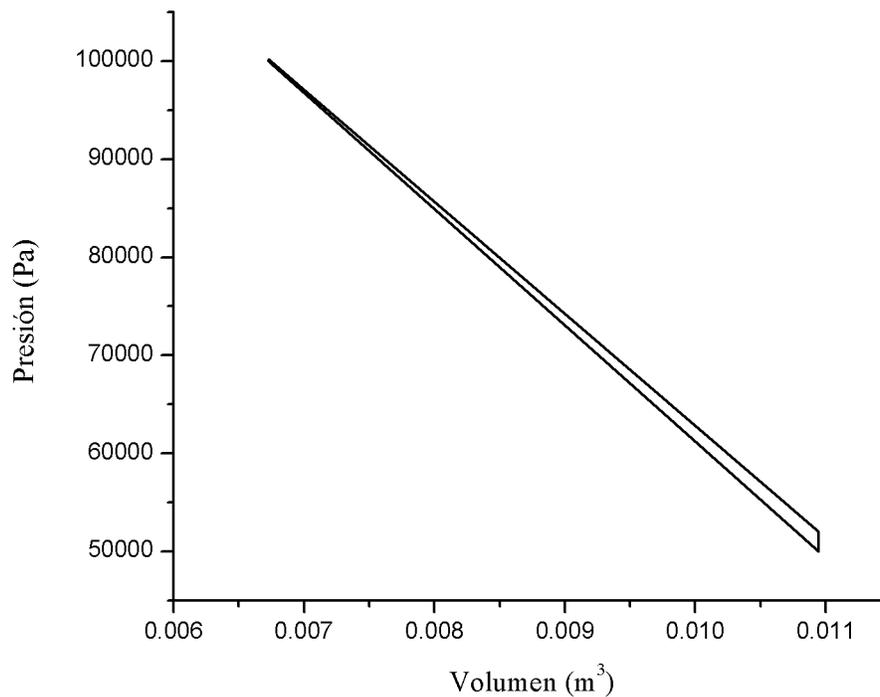


Figura 4.7: Gráfico de presión en función del volumen obtenido en las pruebas experimentales.

Se puede apreciar en la gráfica que prácticamente lo que hace el sistema es vencer fricción para rotar el volante y en realidad no produce trabajo útil, esto se debe a que la velocidad de rotación en la prueba no pasaba de 240 rpm además que era muy variable. Aunque no es muy certera la prueba se percibe que el motor tiende a seguir un ciclo característico Stirling, el trabajo registrado fue de 4,64 J, lo que fundamenta la idea expuesta de que el sistema solo esta venciendo fricción y si se hicieran las pruebas bajo mejores condiciones se podría validar de forma certera el modelo planteado en este documento. Para esto se necesitaría repetir las pruebas con un motor integrado a un variador de velocidad y que la potencia del motor sea de mínimo 3 caballos de fuerza (HP). Con esto sera posible variar la frecuencia y estudiar a fondo que sucede con la termodinámica del motor construido.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES

5.1 CONCLUSIONES FINALES

Se analizaron los antecedentes sobre el motor Stirling configuración Gamma y su modelación, lo cual permitió conocer características, limitaciones y una correcta estrategia para postular el modelo de forma adecuada.

Se desarrolló un modelo adiabático de segundo orden, el cual facilitó la parametrización del motor integrado con un modelo de pérdidas bien detallado de todos los componentes. El mismo permitió tomar decisiones de diseño claves en cuanto a los mejores parámetros de operación para el desempeño del motor, la mejor selección de materiales para cada componente, fluidos y presiones de trabajo, además del régimen de velocidades de operación del mismo.

Se realizó el diseño mecánico de los componentes del motor el cual permitió un estudio de elementos finitos por componentes, simulaciones dinámicas que permitieron fundamentar todos los criterios de diseño para su manufactura y ensamble. Mediante el cual se obtuvo una instalación experimental instrumentada para el posible estudio experimental de los fenómenos físicos que ocurren en un motor Stirling.

Por último la instalación experimental obtenida gracias a este estudio, de-

ja abierta la posibilidad a realizar estudios futuros en la línea de investigación de motores Stirling de bajo diferencial de temperatura para aplicaciones solares o de co-generación. Usando la metodología expuesta en el trabajo se puede diseñar cualquier tipo de motor para diferentes condiciones de operación.

5.1.1 TRABAJOS FUTUROS

Con el objetivo de mejorar alcances de este trabajo, se propone que se lleven a cabo las siguientes actividades a futuro:

- Realizar pruebas experimentales con un motor integrado a un variador de velocidad con una potencia mínima de 3 Hp, que permita obtener ciclos característicos de presión en función del volumen a distintas velocidades de operación. Permitiendo validar el modelo propuesto de manera fundamentada.
- Hacer investigaciones con materiales compuestos y formas de manufactura inteligente que permitan sustituir los componentes del motor por materiales mas resistentes, con mayor precisión y menor peso. Además de abaratar los costos de los componentes.
- Optimizar mediante estudios de Computational Fluid Dynamic (CFD), los intercambiadores de calor, espacios muertos en el motor y caídas de presión en el regenerador. Esto con el objetivo de seguir profundizando la termodinámica del mismo en aras de aumentar su eficiencia.
- Investigar y desarrollar alternadores de 6 polos para integrarlos al volante de inercia, evitando así un diseño de acople por sistema de transmisión por correa.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Vodafone Group. Annual Report 1998. 1998.
- [2] Country rankings. recurso libre, disponible en <http://resourceirena.irena.org/gateway/dashboard/?topic=4subTopic=18>, 2017.
- [3] John A Mathews. The renewable energies technology surge: A new techno-economic paradigm in the making? *Futures*, 46:10–22, 2013.
- [4] David Hales. RENEWABLES 2018 GLOBAL STATUS REPORT. Technical report, 2018.
- [5] Norasikin Ahmad Ludin, Nur Ifthitah Mustafa, Marlia M Hanafiah, Mohd Adib Ibrahim, Mohd Asri Mat Teridi, Suhaila Sepeai, Azami Zaharim, and Kamaruzzaman Sopian. Prospects of life cycle assessment of renewable energy from solar photovoltaic technologies: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 96:11–28, 2018.
- [6] Yinghao Chu. Review and Comparison of Different Solar Energy Technologies, annual report. *Global Energy Network Institute*, (August):56, 2011.
- [7] U.S. Department of Energy. Parabolic Trough Solar Thermal Electric Power Plants (Fact Sheet). page Size: 2 pp., 2006.
- [8] Lundy Llc and Consulting Group. Executive Summary : Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts

- Executive Summary : Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts. (October), 2003.
- [9] Office of Utility Technologies, Energy Efficiency Energy, Renewable, and U.S. Department of Energy. Renewable Energy Technology Characterizations. (December):283, 1997.
- [10] Ahmed Amine Hachicha. Thermo-hydraulic modelling for Direct Steam Generation. *Energy Procedia*, 143:705–712, 2017.
- [11] Eduardo Zarza, Loreto Valenzuela, Javier León, Klaus Hennecke, Markus Eck, H.-Dieter Weyers, and Martin Eickhoff. Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project. *Energy*, 29(5):635–644, 2004.
- [12] Arnold Leitner. Fuel From the Sky. *National Renewable Energy Laboratory*, page 184, 2002.
- [13] Chao Li, Rongrong Zhai, and Yongping Yang. Optimization of a heliostat field layout on annual basis using a hybrid algorithm combining particle swarm optimization algorithm and genetic algorithm. *Energies*, 10(11), 2017.
- [14] Chr. Lamnatou and D Chemisana. Concentrating solar systems: Life Cycle Assessment (LCA) and environmental issues. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78:916–932, 2017.
- [15] Martin J.C. Concentrating Solar Power Program Review 2013. *Energy*, 2013.
- [16] Michael Dale. A Comparative Analysis of Energy Costs of Photovoltaic, Solar Thermal, and Wind Electricity Generation Technologies. *Applied Sciences*, 3(2):325–337, 2013.
- [17] Seia and SolarPACES. Concentrating solar power : Energy from mirrors. *Energy efficiency and renewable energy*, pages 1–8, 2001.

-
- [18] G Glatzmaier. Summary Report for Concentrating Solar Power Thermal Storage Workshop - New concepts and materials for thermal energy storage and heat-transfer fluids. *National Renewable Energy Laboratory*, (May 2011):1–16, 2011.
- [19] Ana Ferreira, Manuel Nunes, Luís Martins, and Senhorinha Teixeira. *A Review of Stirling Engine Technologies applied to micro-Cogeneration Systems*. jan 2012.
- [20] Michel De Paepe, Peter D’Herdt, and David Mertens. Micro-CHP systems for residential applications. *Energy Conversion and Management*, 47(18-19):3435–3446, 2006.
- [21] H. S. Peter Hidnert. Mod II Design Report. 1952.
- [22] Roy C Tew and Rodger W Dyson. Overview 2004 of NASA-Stirling Converter CFD Model Development and Regenerator R & D Efforts. (November 2004), 2018.
- [23] D. G. Thombare and S. K. Verma. Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(1):1–38, 2008.
- [24] N. C. J. Chen and F. P. Griffin. A Review of Stirling Engine Mathematical Models. pages 1–37, 1983.
- [25] Israel Urieli. A computer Simulation of Stirling Cycle Machine, 1977.
- [26] David Berchowitz and Israel Urieli. Schmidt Analysis for Stirling Engines. *Analysis*, 1972.
- [27] William Martini. Stirling Engine Design Manual Conservation and Renewable Energy. *Methods*, page 412, 1983.
- [28] Wagner Andreas. *Calculation and experiments on gamma types stirling*. PhD thesis, University of Wales, Cardiff.

-
- [29] S. Alfarawi, R. Al-Dadah, and S. Mahmoud. Enhanced thermodynamic modeling of a gamma-type Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 106:1380–1390, 2016.
- [30] Artin Der Minassians. Stirling Engines for Low-Temperature Solar-Thermal-Electric Power Generation. page 138, 2007.
- [31] Mike He. *Stirling Engine for Solar Thermal Electric Generation*. PhD thesis, University of California, Berkeley, 2016.
- [32] Fernandez Aballi Carlos. *FUNCIONAMIENTO Y MODELO MATEMÁTICO DEL MOTOR DE LAG*. PhD thesis, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, 2013.
- [33] Fernandez-aballi Altamirano, De Paepe, Michel Verhelst, Gonzales Bayon, and J Juan. Control Volume Energy Based Model for a Thermal Lag Engine. (2), 2009.
- [34] Precer Group. index @ www.precer.com.
- [35] Noel P. Nightingale. Mod II Design Report. *U.S. Department Of Energy*, page 54, 1986.
- [36] A Z Hafez, Ahmed Soliman, K A El-Metwally, and I M Ismail. Solar parabolic dish Stirling engine system design, simulation, and thermal analysis. *Energy Conversion and Management*, 126:60–75, 2016.
- [37] S. Backhaus and G. W. Swift. A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 107(6):3148–3166, 2000.
- [38] Limin Zhang, Yanyan Chen, and Ercang Luo. A novel thermoacoustic system for natural gas liquefaction. *Energy Procedia*, 61:1042–1046, 2014.
- [39] Allan J. Organ. *The air engine*. 2007.

- [40] Kazuhiro Hamaguchi, Hiroaki Futagi, Taichi Yazaki, and Yoshikatsu Hiratsuka. Measurement of Work Generation and Improvement in Performance of a Pulse Tube Engine. *Journal of Power and Energy Systems*, 2(5):1267–1275, 2008.
- [41] T. Yoshida, T. Yazaki, H. Futaki, K. Hamaguchi, and T. Biwa. Work flux density measurements in a pulse tube engine. *Applied Physics Letters*, 95(4):1–4, 2009.
- [42] Stefan Moldenhauer, André Thess, Christoph Holtmann, and Carlos Fernández-Aballí. Thermodynamic analysis of a pulse tube engine. *Energy Conversion and Management*, 65:810–818, 2013.
- [43] Peter Tailer. External Combustion Otto Cycle Thermal Lag Engine. In *Proceedings of the 28th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference.*, page 947, Atlanta, Georgia., 1993.
- [44] I.; D. M. Berchowitz Urieli. Stirling Cycle Engine Analysis. *Adam Hilger Ltd, Bristol*, 1984.
- [45] Stephen G Armstrong and O F Berrien Springs. United States Patent O-Ffice ~. (607):1897–1899, 1887.
- [46] Bancha Kongtragool and Somchai Wongwiset. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7(2):131–154, 2003.
- [47] Kai Wang, Seth R. Sanders, Swapnil Dubey, Fook Hoong Choo, and Fei Duan. Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62:89–108, 2016.
- [48] Ivo. Kolin. *Stirling motor : history, theory, practice*. Inter University Center, Dubrovnik, 1991.
- [49] J R Senft. *Ringbom stirling engines*. Oxford University Press, New York, 1993.

- [50] P S Jung and M Y Won. Analysis of the operation of a low temperature differential model Stirling engines. *Trans Korean Soc Mech Eng B*, 29(4):519–525, 2005.
- [51] Andrew Peter Robson. A Third Order Analysis of a Low Temperature Differential Ringbom-Stirling Engine. (April), 2007.
- [52] Can Çinar, Fatih Aksoy, and Derviş Erol. The effect of displacer material on the performance of a low temperature differential Stirling engine. *International Journal of Energy Research*, 36(8):911–917, 2012.
- [53] S Iwamoto, F Toda, K Hirata, M Takeuchi, and T Yamamoto. Comparison of Low- and High Temperature Differential Stirling Engines. *Proceedings of 8th International Stirling Engine Conference*, pages 29–38, 1997.
- [54] Ivo Kolin, Sonja Koscak-kolin, Miroslav Golub, and Petroleum Engineering. Geothermal Electricity Production By Means Ofthe Low Temperature Difference Stirling Engine. *World Geothermal Congress 2000*, pages 3199–3203, 2000.
- [55] G Aragón-González, M Cano-Blanco, A Canales-Palma, and A León-Galicia. Developing and testing low cost LTD Stirling engines. *Revista Mexicana de Física*, 59(1):199–203, 2013.
- [56] R Thakur and A NATALE. A LOW TEMPERATURE DIFFERENTIAL STIRLING ENGINE FOR POWER GENERATION. *Cardiology Clinics*, 27(1):xv–xv, 2009.
- [57] Shahrir Abdullah, Belal F Yousif, and Kamaruzzaman Sopian. Design consideration of low temperature differential double-acting Stirling engine for solar application. *Renewable Energy*, 30(12):1923–1941, 2005.
- [58] Pongsakorn Kerdchang, Maung MaungWin, Sombat Teekasap, Jongjit Hirunlabh, Joseph Khedari, and Belkacem Zeghmati. Development of a new solar thermal engine system for circulating water for aeration. *Solar Energy*, 78(4):518–527, 2005.

- [59] Ali Reza Tavakolpour, Ali Zomorodian, and Ali Akbar Golneshan. Simulation, construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered by a flat-plate solar collector without regenerator. *Renewable Energy*, 33(1):77–87, 2008.
- [60] Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises. Optimum absorber temperature of a once-reflecting full conical concentrator of a low temperature differential Stirling engine. *Renewable Energy*, 30(11):1671–1687, 2005.
- [61] Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises. Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator. *Solar Energy*, 81(7):884–895, 2007.
- [62] Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises. Testing of a Low-Temperature Differential Stirling Engine by Using Actual Solar Energy. *International Journal of Green Energy*, 5(6):491–507, dec 2008.
- [63] Nouredine Boutammachte and Juergen Knorr. Field-test of a solar low delta-T Stirling engine. *Solar Energy*, 86(6):1849–1856, 2012.
- [64] J. R. Senft. A simple derivation of the generalized Beale number. In *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. 4.*, 1982.
- [65] T FINKELSTEIN. Thermodynamic analysis of Stirling engines. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 4(9):1184–1189, sep 1967.
- [66] Ricardo Seminario. *Metodos Números Para Ingenieria. Libro*, page 69, 2012.
- [67] Ascher H SHAPIRO. The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow (vol2). pages : ill , 23 cm, 1954.
- [68] Liepmann H. W. and A. Roshko. *Elements of Gas Dynamics*. Dover Publications, New York, 2002.

- [69] Sol Carolina Costa, Mustafa Tutar, Igor Barreno, Jon Ander Esnaola, Haritz Barrutia, David García, Miguel Angel González, and Jesús Ignacio Prieto. Experimental and numerical flow investigation of Stirling engine regenerator. *Energy*, 72:800–812, 2014.
- [70] Makoto TANAKA, Iwao YAMASHITA, and Fumitake CHISAKA. Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow. *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties*, 33(2):283–289, 1990.
- [71] Kwanchai Kraitong. Numerical Modelling and Design Optimisation of Stirling Engines for Power Production. *Igarss 2014*, (1):1–5, 2014.
- [72] Kuppan Thulukkanam. *Heat exchanger selection and design*. 2013.
- [73] Chen Li and G. P. Peterson. The effective thermal conductivity of wire screen. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(21-22):4095–4105, 2006.
- [74] Jun Xu and Richard A. Wirtz. In-plane effective thermal conductivity of plain-weave screen laminates. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 25(4):615–620, 2002.
- [75] F P Incropera. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Number v. 1 in Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley, 2007.
- [76] Paul Breeze. Chapter 6 - Stirling Engines and Free Piston Engines. In Paul Breeze, editor, *Piston Engine-Based Power Plants*, pages 59–70. Academic Press, 2018.
- [77] Xylan. xylan @ www.microsurfacecorp.com.
- [78] Robert L. Norton. *an Introduction To the Synthesis and*. 1999.
- [79] Nomenclatura D E Poleas, Poleas D E Alta, Capacidad Qd, E N Existencia, Poleas Convencionales, Q D En, Poleas D E Alta, Capacidad Para, Buje Taper,

E N Existencia, Poleas Convencionales, Para Buje, Taper En, Dimensiones Y Tolerancias, and E N Ranuras. Índice Transmisión por Bandas.

[80] P.K. Ghosh R.K. Patil, B.W. Shende. Designing a Helical Coil HX.pdf, 1982.

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

Carlos Francisco Iglesias Forns

Candidato para obtener el grado de
Maestría en Ciencias de la Ingeniería
con Orientación en Energía Térmica y Renovable

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Tesis:

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN MOTOR STIRLING DE BAJO
DIFERENCIAL DE TEMPERATURA PARA LA GENERACIÓN DE
ENERGÍA ELÉCTRICA, MEDIANTE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

Mi nombre es Carlos Francisco Iglesias Forns, nací el 28 de abril de 1991, en la ciudad de la Habana. De familia trabajadora mi mamá Clara Estela Forns Sarmiento, ingeniería Civil graduada con méritos en el Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (ISPJAE) de la Ciudad de la Habana, mismo lugar donde mi tía se graduó de la misma carrera. Criado por cultura católica por mi abuela Claribel Sarmiento quien me enseñó a vivir bajo principio morales y fue la encargada de mi educación. Curse los estudios de primaria y secundaria en las escuelas Cesáreo Fernández Díaz y Manuel Bisbé respectivamente, donde formé parte del equipo de alto rendimiento de natación de la escuela. Posteriormente ingrese a la preparatoria

técnica informática Pablo de La Torriente Brau. Donde adquirí habilidades para la programación y la informática. Posteriormente entre al ISPAJE a cursar la carrera de ingeniería mecánica, donde descubrir mi pasión por los sistemas energéticos y centralice mi aprendizaje hacia esa área. Después de mi graduación en Junio de 2015, comencé a trabajar en la central termoeléctrica Máximo Gómez de la provincia de artemisa, donde me desempeñe durante dos años de especialista en diagnóstico de turbinas de vapor.