



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**Aplicación residencial de un sistema  
eléctrico aislado por medio de  
motores Stirling solares**

**TESIS**

Que para obtener el título de

**Ingeniero Eléctrico Electrónico**

**P R E S E N T A**

Diego Iván Martínez Reyes

**DIRECTORA DE TESIS**

Dra. Alejandra Castro González



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2025



**PROTESTA UNIVERSITARIA DE INTEGRIDAD Y  
HONESTIDAD ACADÉMICA Y PROFESIONAL  
(Titulación con trabajo escrito)**



De conformidad con lo dispuesto en los artículos 87, fracción V, del Estatuto General, 68, primer párrafo, del Reglamento General de Estudios Universitarios y 26, fracción I, y 35 del Reglamento General de Exámenes, me comprometo en todo tiempo a honrar a la institución y a cumplir con los principios establecidos en el Código de Ética de la Universidad Nacional Autónoma de México, especialmente con los de integridad y honestidad académica.

De acuerdo con lo anterior, manifiesto que el trabajo escrito titulado APLICACION RESIDENCIAL DE UN SISTEMA ELECTRICO AISLADO POR MEDIO DE MOTORES STIRLING SOLARES que presenté para obtener el título de INGENIERO ELÉCTRICO ELECTRÓNICO es original, de mi autoría y lo realicé con el rigor metodológico exigido por mi Entidad Académica, citando las fuentes de ideas, textos, imágenes, gráficos u otro tipo de obras empleadas para su desarrollo.

En consecuencia, acepto que la falta de cumplimiento de las disposiciones reglamentarias y normativas de la Universidad, en particular las ya referidas en el Código de Ética, llevará a la nulidad de los actos de carácter académico administrativo del proceso de titulación.

---

**DIEGO IVAN MARTINEZ REYES**  
Número de cuenta: 314240365

## JURADO ASIGNADO

PRESIDENTE:

Dr. Eduardo Carranza Torres

VOCAL:

Dra. Alejandra Castro González

SECRETARIO:

Dr. Rigel Gámez Leal

1ER SUPLENTE:

Dr. Rubén Tapia Olvera

2DO SUPLENTE:

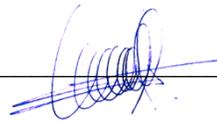
M. en I. Erik Oswaldo Camacho Villán

### SITIO DONDE SE DESARROLLÓ EL TEMA:

Laboratorio de Producción y Utilización de Biocombustibles (LAEL), Departamento de Sistemas Energéticos, División de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, UNAM, Ciudad Universitaria. Este tema se desarrolló bajo el Programa PAPIME PEI13624 "DESARROLLO Y MEJORA DEL APRENDIZAJE EN ECONOMÍA CIRCULAR DE LOS RESIDUOS"

ASESORA DEL TEMA:

Dra. Alejandra Castro González



---

SUSTENTANTE:

Diego Iván Martínez Reyes



---

**Esta página se dejó en blanco intencionalmente**

# Agradecimientos

Dedicado a todas las personas que creyeron en mí:

A mi madre, por todas las horas que me escuchaste mientras hacía este trabajo, por todos tus consejos, por todas tus ideas, te amo.

A mi padre, por todo tu sacrificio trabajando por nuestro futuro.

A mi hermana, Diana, que siempre has sido figura de mi admiración, y que siempre me inspiras tanto cuando siento que ya no puedo dar más. Sin ti, mis aspiraciones y sueños serían otros totalmente.

A mi asesora, Dra. Alejandra Castro, por toda su paciencia y conocimiento sobre el tema, por escuchar todas mis dudas y ayudarme en todo mi proceso de realizar la tesis.

A mis amigos, Cassiel, Jaque, Diego, Jorge, y Andrés, que todos esos recuerdos durante los primeros semestres se mantengan siempre vivos, y las alegrías y sueños que compartimos durante esos tiempos perduren el resto de sus vidas.

A mis amigos, David, Mike, Luis, y Oscar, que sin ustedes la carrera hubiese resultado imposible, gracias por todas esas horas de estudio, por esas horas en Café Diseño, y por su ayuda y paciencia a lo largo de los semestres en línea y presenciales.

A mis amigos del intercambio, cuya visión del mundo hizo del mío un lugar más amplio e interesante. En especial a Marcelo, Rodrigo, Aubrey, Stanley, Laurine, Bianca, Sam y Fiona que sin ustedes ese tiempo en Alemania no hubiera sido tan ameno. Los tengo en mi corazón por el fin de la eternidad.

A Boris y Harry, mis compañeros del alma, gracias por compartir sus vidas conmigo, y llenarme de alegría el corazón durante tantos años. Este trabajo es para ustedes, los veré algún día a ambos de nuevo.

# Índice general

	<b>Página</b>
<b>Índice</b>	<b>I</b>
<b>Índice de figuras</b>	<b>IV</b>
<b>Índice de tablas</b>	<b>VII</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>VIII</b>
<b>Resumen</b>	<b>X</b>
<b>Introducción</b>	<b>XI</b>
<b>Capítulo 1: Generalidades de los motores Stirling</b>	<b>1</b>
1.1 Historia de los motores Stirling . . . . .	1
1.1.1 Resumen histórico de las máquinas de vapor . . . . .	1
1.1.2 Máquina de Stirling . . . . .	4
1.2 Funcionamiento . . . . .	5
1.2.1 El ciclo de Stirling . . . . .	5
1.2.2 Tipos de motores Stirling por su arreglo de pistones . . .	7
1.2.3 Tipos de sistemas de transmisión . . . . .	10
1.3 Eficiencia . . . . .	13
1.3.1 Ciclo de Carnot . . . . .	13
1.3.2 Eficiencia de los motores Stirling según su tipo . . . . .	15
1.3.3 Eficiencia de los motores Stirling según su sistema de transmisión . . . . .	17
1.4 Aplicaciones . . . . .	20
<b>Capítulo 2: Motores Stirling solares</b>	<b>23</b>
2.1 Generalidades de los motores Stirling solares . . . . .	23
2.2 Diseño, desarrollo y funcionamiento . . . . .	26

	<b>Página</b>
2.2.1 Motor Stirling solar . . . . .	26
2.2.2 Refrigeración . . . . .	30
2.2.3 Generador . . . . .	32
2.2.4 Sistemas de almacenamiento de energía . . . . .	33
2.3 Concentradores solares . . . . .	35
2.3.1 Criterios de diseño . . . . .	36
2.4 Aspectos económicos . . . . .	41
2.4.1 Análisis económico . . . . .	43
2.4.2 Análisis termo-económico . . . . .	44
2.5 Aspectos sociales . . . . .	46
<b>Capítulo 3: Materiales y métodos</b>	<b>51</b>
3.1 Ubicación geográfica . . . . .	51
3.2 Descripción de la problemática . . . . .	52
3.3 Caso de estudio . . . . .	54
3.4 Metodología . . . . .	59
<b>Capítulo 4: Resultados</b>	<b>61</b>
4.1 Mediciones iniciales en el caso de estudio . . . . .	62
4.2 Factibilidad técnica . . . . .	69
4.2.1 Disponibilidad energética . . . . .	69
4.2.2 Propuesta de diseño . . . . .	71
4.2.3 Modelo . . . . .	73
4.3 Factibilidad económica . . . . .	86
4.4 Factibilidad ambiental . . . . .	92
<b>Capítulo 5: Conclusiones</b>	<b>95</b>

# Índice de figuras

	<b>Página</b>
1.1 Diagrama de la máquina atmosférica de Newcomen (Black y Davis, 1913) . . . . .	3
1.2 Diagrama comparativo entre la máquina atmosférica de Newcomen vs la máquina de vapor de Watt (Dickinson, 1939)	4
1.3 Gráfica característica presión vs. volumen del ciclo de Stirling	7
1.4 Configuración de un motor Stirling Alfa (Getie y col., 2020) .	8
1.5 Configuración de un motor Stirling Beta (Getie y col., 2020) .	9
1.6 Configuración de un motor Stirling Gamma (Getie y col., 2020)	9
1.7 Sistemas de transmisión cinéticos usados en los motores Stirling; a) transmisión biela-manivela; b) transmisión romboidal; c) transmisión de placa oscilante; d) transmisión Ross-yoke (Wang y col., 2016) . . . . .	10
1.8 Sistema de transmisión de pistón libre (Urieli, 2018) . . . . .	11
1.9 Sistemas de transmisión termoacústico: a) De ciclo cerrado, b) De ciclo enramado, c) De onda estática (Wang y col., 2016)	12
1.10 Sistema de transmisión de pistón líquido acoplado con un colector solar (Orda y Mahkanov, 2004) . . . . .	12
2.1 Diagrama de un sistema MSSCS (Hafez y col., 2016) . . . . .	24
2.2 Diagrama de la composición de un motor Stirling solar de micro-cogeneración (Ferreira y col., 2016) . . . . .	26
2.3 Funcionamiento del regenerador en el motor Stirling. . . . .	29
2.4 Diagrama un sistema de refrigeración Stirling de pistón líquido (Langdom-Arms y col., 2018) . . . . .	31
2.5 Diagrama de un sistema de microgeneración (Ortiz y col., 2021)	33
2.6 Rango de aplicaciones de sistemas de almacenamiento de energía (Kaldellis y Zafirakis, 2007) . . . . .	34

	<b>Página</b>
2.7 Principales tecnologías de concentración solar: a) Concentradores parabólicos. b) Reflectores de Fresnel. c) Torres solares. d) Concentrador solar con motor Stirling (Mohammadi y col., 2019) . . . . .	36
2.8 Distribución de los errores de borde de un reflector parabólico (Ulmer y col., 2008) . . . . .	37
2.9 Geometría del sistema concentrador-receptor (Zayed y col., 2021) . . . . .	39
2.10 Geometría del ángulo de borde en el sistema concentrador-receptor (Zayed y col., 2021) . . . . .	40
2.11 Diferentes diseños de absorbedores con diferentes razones geométricas (Zayed y col., 2021) . . . . .	41
2.12 Tazas de pago por la tarifa de alimentación a la red e instalaciones de sistemas de microgeneración mensuales menores a 4kW de capacidad (Balcombe y col., 2014) . . . . .	49
3.1 Localización de la residencia en estudio (Google Earth, 2021)	51
3.2 Imagen satelital de la residencia (Google Earth, 2021) . . . . .	52
3.3 Fuentes de generación eléctrica en México (Pérez-Denicia y col., 2017) . . . . .	53
3.4 Acometida y medidores de la residencia . . . . .	55
3.5 Tipo de luminaria en el edificio con sus características técnicas	56
3.6 Propuesta de área para la instalación . . . . .	57
3.7 Diagrama de la metodología a usar para la realización del proyecto . . . . .	59
4.1 Gráfica del consumo eléctrico instantáneo residencial . . . . .	63
4.2 Gráfica del consumo eléctrico diario residencial . . . . .	64
4.3 Gráfica del consumo eléctrico mensual residencial . . . . .	64
4.4 Gráfica del importe bimestrales residencial . . . . .	65
4.5 Gráfica del consumo eléctrico instantáneo en áreas comunes .	65
4.6 Gráfica del consumo eléctrico diario en áreas comunes . . . . .	66
4.7 Gráfica del consumo eléctrico mensual en áreas comunes . .	66
4.8 Gráfica de los importes bimestrales en áreas comunes . . . . .	67
4.9 Diseño propuesto . . . . .	72
4.10 Circuito del sistema seguidor solar (Gómez y col., 2013) . . . .	72

---

4.11 Geometría del concentrador solar (Zayed y col., 2020) . . . . 73

# Índice de tablas

	<b>Página</b>
1.1 Dimensiones geométricas de las configuraciones de los motores Stirling (Abuelyamen y Ben-Mansour, 2018) . . . . .	16
1.2 Desempeño de los tres tipos de motor Stirling (Alfa, Beta o Gamma) (Abuelyamen y Ben-Mansour, 2018) . . . . .	16
1.3 Desempeño de diferentes tipos de configuración de motor Stirling con sistemas de transmisión cinético (Wang y col., 2016) . . . . .	18
1.4 Desempeño de diferentes tipos de configuración de motor Stirling con sistemas de transmisión termoacústico (Wang y col., 2016) . . . . .	19
1.5 Desempeño de diferentes tipos de configuración de motor Stirling con sistemas de transmisión por pistón libre (Wang y col., 2016) . . . . .	20
2.1 Características importantes de algunos sistemas de energía (Kaldellis y Zafirakis, 2007) . . . . .	35
2.2 Datos económicos y técnicos de diversas aplicaciones de sistemas CS recopilación de (Zayed y col., 2021) . . . . .	43
2.3 Resumen de los aspectos sociales . . . . .	47
3.1 Entidades reguladoras energéticas en México . . . . .	53
3.2 Características técnicas de la bomba . . . . .	58
3.3 Características de consumo eléctrico de los componentes . . . . .	58
4.1 Historial del consumo bimestral en la residencia . . . . .	63
4.2 Historial del consumo bimestral en las área comunes . . . . .	64
4.3 Estadísticas de consumo . . . . .	67
4.4 Estadísticas de importe . . . . .	67

	<b>Página</b>
4.5 Características eléctricas de los equipos eléctricos en la residencia . . . . .	68
4.6 Características eléctricas de los equipos eléctricos en áreas comunes . . . . .	69
4.7 Diferentes parámetros climatológicos y solares en la área geográfica (Enero 2019 - Diciembre 2019) (NASA, 2021) . .	70
4.8 Tabla de los valores de error del concentrador (Gholamalizadeh y Chung, 2017) . . . . .	75
4.9 Eficiencias calculadas en los pasos del modelo . . . . .	86
4.10 Monto de inversión para la instalación del proyecto (Parte 1) .	86
4.11 Monto de inversión para la instalación del proyecto (Parte 2) .	87
4.12 Criterio usado para la viabilidad del proyecto . . . . .	88
4.13 Costos históricos de la energía en México (CFE, 2022) . . . .	89
4.14 Flujo de efectivo para la parte residencial . . . . .	90
4.15 Flujo de efectivo para la parte de áreas comunes . . . . .	90
4.16 Resumen de la factibilidad económica . . . . .	92
4.17 Resumen de la factibilidad ambiental . . . . .	93

# Nomenclatura

ABH Almacenadores por bombeo hidroeléctrico

AEAC Almacenadores de energía por aire comprimido

AEC Ahorro por emisiones de carbono

AEMS Almacenadores de energía magnética por superconductores

AHCC Almacenadores de hidrógeno acoplado a celdas de combustible

BTD Baja diferencia de temperatura

CA Corriente alterna

cc. Centímetros cúbicos

CETES Certificado de la Tesorería de la Federación

CFE Comisión Federal de Electricidad

CNE Costos normalizados de la energía

CO<sub>2</sub> Dióxido de carbono

COR Ciclos orgánicos de Rankin

CP Caballo de potencia

CS Concentrador solar

CSP Concentradores solares de potencia

CRE Comisión Reguladora de Energía

FE Flujo de efectivo

FRC Factor de recuperación de capital

FTC Fluido de transferencia de calor

G20 Grupo de los Veinte

inr Rupias indias

LED Light-emitting Diode

L.P. Licuado presurizado MCI Motor de combustión interna

MND Máximo nivel de descarga

MSSCS Motores Stirling solares con concentrador solar

MTD Moderada diferencia de temperatura

MXN Pesos mexicanos

$N_2$  Nitrógeno

NASA National Aeronautics and Space Administration

O&M Operación y Mantenimiento

PBDT Pequeña demanda baja tensión

PCC Potencia de calor combinado

PRD Periodo de recuperación descontado

RCB Relación costo beneficio. SEN Sistema Eléctrico Nacional

SENER Secretaría de Energía

TMAR Tasa mínima atractiva de rentabilidad

TIR Tasa interna de retorno

UPA Unidad de potencia auxiliar

usd Dolares estadounidenses

VA Valor anual

VAS Vehículo autónomo submarino

VEH Vehículo eléctrico híbrido

VP Valor presente

VPN Valor presente neto

# Resumen

En este estudio se realizó la propuesta de diseño de un sistema de generación eléctrico distribuido y aislado ubicado en un edificio en la Ciudad de México. El sistema se compone de un motor de combustión externa tipo Stirling alimentado térmicamente por un concentrador solar, con la capacidad de llegar hasta los 400°C (673 K). Las condiciones solares para este lugar es que se tiene un promedio anual de irradiación solar directa de 5.59 kWh/m<sup>2</sup>, así como una nubosidad anual del 54.28 %.

Se planeó a su vez que el sistema alimentase un departamento con una capacidad eléctrica instalada de 3.513 kW, y que alimentase los equipos eléctricos de las áreas comunes del edificio, los cuales consisten de una carga eléctrica de 1.436 kW.

Con el conocimiento de la carga instalada, el consumo promedio, así como de los gastos promedios de ambas áreas del edificio, se logró hacer una propuesta de diseño de un Motor Stirling Solar con Concentrador Solar (MSSCS) que entregase una potencia eléctrica de 790 W, con un concentrador solar de 5 m de diámetro constituido con espejos de fibra de vidrio, con una razón de concentración de 1707.53, acoplado a un Motor Stirling tipo Beta con transmisión cinética tipo romboidal que usa Hidrógeno como gas de trabajo conectado mecánicamente a un alternador comercial. En conjunto el sistema tiene una eficiencia global del 17.2 %.

Económicamente el proyecto resultó ser inviable, esto debido a la gran inversión inicial que se necesita, la vida útil del proyecto de diez años, sumado a la baja sustitución energética que proporciona el sistema en el departamento y en áreas comunes (22.48 % y 55 % respectivamente). Por otro lado en términos ambientales el sistema logró ahorrar 1750.43 kg de CO<sub>2</sub> de forma anual.

**Esta página se dejó en blanco intencionalmente**

# Introducción

El uso de la energía juega un papel clave en el desarrollo económico y en el bienestar de una nación. No obstante el uso inadecuado de los recursos tanto renovables como no renovables es la causa de muchos problemas ambientales, sociales y económicos que una nación puede verse envuelta (Pérez-Denicia y col., 2017). Por ejemplo, el consumo energético mundial ha aumentado un 18% entre el 2005 y el 2014, y un futuro incremento del 35% se espera para el 2035 (BP, 2015). De esta demanda energética mundial, la mayoría es consumida por medio de combustibles fósiles llegando a ser equivalente a unos 12,928.4 millones de toneladas de petróleo equivalente (Mtoe). En México solo el 3% de la electricidad es generada por energías renovables (SENER, 2015).

En 2015, México expresó su compromiso a la transición energética mediante la Ley de Transición de Energía, la cual pretende abrir el mercado energético a la competencia y adoptar tecnologías de energías limpias así como la descarbonización del sector eléctrico (SENER, 2017). No obstante, desde el 2018, el nuevo gobierno de México ha tenido como prioridad tomar de nuevo el control del mercado eléctrico nacional con el objetivo de tener una mejor regulación y contrapesos con la industria privada, para poder brindar un mejor servicio a sus ciudadanos (SENER, 2020).

Bajo este paradigma mundial y nacional se hace evidente de la utilización de las energías limpias como parte integral de la diversificación de la red, sin olvidar el hecho de que tanto las energías limpias como las tradicionales deben de existir en un equilibrio dentro del Sistema Eléctrico Nacional (SEN). Entre todas las energías renovables, la utilización de la energía solar para la generación de electricidad limpia ha atraído la atención de muchos investigadores. Recientemente los sistemas Motor Stirling Solar con Concentrador Solar (MSSCS) han sido considerado como una de las

soluciones más factibles para producir energía eléctrica a partir del sol, teniendo amplio potencial para la su aplicación comercial como generador de energía limpia o por cogeneración (He y col., 2019).

Un sistema MSSCS convierte la energía solar en energía eléctrica a través de la utilización del calor capturado por un concentrador solar parabólico y dirigido a un absorbedor térmico, el cual provoca el arranque del motor Stirling. El absorbedor se encuentre sobre el punto focal del concentrador solar parabólico (Zayed, 2020).

El flujo solar concentrado sobre el absorbedor es miles de veces más grande que la irradiación normal incidente solar, provocando una enorme potencia térmica de entrada en el absorbedor, energía que a su vez es transferida al fluido de trabajo del motor Stirling (normalmente hidrógeno). El motor Stirling a su vez convierte la energía térmica en energía mecánica, y finalmente un generador o alternador convierte dicha energía mecánica en energía eléctrica. Diversos investigadores han trabajado en modelar, optimizar y experimentar sobre dichos sistemas, haciendo énfasis en áreas como lo es la geometría óptica del concentrador, el comportamiento térmico en el absorbedor y dentro del motor Stirling, así como diferentes aplicaciones de fuentes híbridas de energía (Gholamalizadeh y Chung, 2017).

### **Objetivo general**

Determinar la factibilidad técnica, económica y ambiental de un motor Stirling solar alimentado por un concentrador solar realizando una propuesta de diseño que cubra la demanda eléctrica de una residencia.

### **Objetivos específicos**

- Examinar el origen de los motores Stirling partiendo de su funcionamiento, clasificaciones, eficiencias y aplicaciones.
- Ilustrar el funcionamiento de los motores Stirling alimentados por energía solar por medio de concentradores solares.
- Diferenciar la geometría básica de un concentrador solar parabólico usando sus principales parámetros.
- Debatir la factibilidad técnica, económica y ambiental del sistema MSSCS usando modelos teóricos sobre una propuesta de diseño.

# Capítulo 1

## Generalidades de los motores Stirling

### 1.1. Historia de los motores Stirling

#### 1.1.1. Resumen histórico de las máquinas de vapor

El origen de los motores Stirling, se remonta al año 1816 cuando el reverendo escocés Dr. Robert Stirling (25 octubre 1790 – 6 junio 1878) inventó junto a su hermano James, una máquina, cuya función era el de un almacenador de calor, el cual guardaba y liberaba el calor almacenado mediante sus mecanismos. Pronto se descubrió que este dispositivo era una alternativa segura y confiable para la sustitución de otras máquinas a vapor de la época (Sier, 1995).

Sin embargo, para entender al motor Stirling se debe entender primero el contexto histórico en el que se desarrolló, en particular, en la Inglaterra de finales del siglo XVIII e inicios del siglo XIX, donde la revolución industrial se encontraba en pleno apogeo. Ésta revolución se logró gracias a la invención de la máquina a vapor, un invento que cambió para siempre la forma en que los humanos trabajaban, ya que anteriormente a la invención de dicho motor, la humanidad se encontraba limitada a la fuerza de los animales de tiro, así como a su conocimiento empírico del uso de herramientas y de diversos métodos mecánicos que lo ayudasen a su trabajo cotidiano, como lo son la palanca, la rueda, el trabe, y las poleas, así como de aparatos impulsados por el poder del viento, como lo eran los barcos propulsados por velas, y los molinos de viento (Dickinson, 1939).

No obstante, Dickinson (1939) dice que estos avances y descubrimientos se

dan en un marco histórico donde los constantes intercambios culturales entre Asia, África y Europa propició al desarrollo de nuevas teorías e hipótesis, que ayudaron a reforzar el conocimiento que se tenía acerca de la termodinámica. El primer registro de un motor a vapor fue creado a fines del siglo XVII, el entonces Marqués de Worcester lo describe como: Una máquina ideada, para trabajar como un medio móvil de adelante hacia atrás, de arriba a abajo, circular o diagonalmente, que pretende realizar una operación continua, pero sin avanzar en ninguno de los movimientos anteriormente descritos, restringiéndolos, pero sin detenerse los unos con los otros, pero que por unanimidad y armonía cada uno aumentan y contribuyen con la operación y trabajo del dispositivo. A lo que el historiador del rey de Francia de aquél entonces Samuel Sorbière, en su viaje a Inglaterra, hace una breve descripción de la máquina, la cual dice: Ésta máquina levanta el equivalente a 4 cubetas grandes de agua a una altura de 40ft (12.19m) con la fuerza de un hombre en un lapso de un minuto, por medio de una tubería de 8 in (20.32 cm).

Es hasta a principios de los años 1760s que el ingeniero mecánico y químico escocés James Watt (1736-1819) quien inventó la máquina de vapor, a partir de la máquina de Newcomen (Figura 1.1) nombrada así por el inventor inglés Thomas Newcomen (1664-1729), cuya máquina era hasta ese momento lo más cercano a una verdadera máquina de vapor, pero no obstante, era un dispositivo muy tosco y poco eficiente, por lo que cuando Watt recibe la oportunidad de reparar una de estas máquinas, aprovecha la oportunidad para hacer una versión más práctica y eficiente, mediante una incorporación de la máquina atmosférica de Newcomen, el condensador separado (Figura 1.2). Esto consistía en que la condensación ya no se daba dentro del mismo pistón, sino ahora en un compartimiento separado, lo que lograba una mayor retención del calor, lo que significaba un ahorro del 75 % en el combustible usado; por este motivo, frecuentemente es referido como el inventor de la máquina a vapor (Talbert, 2020).

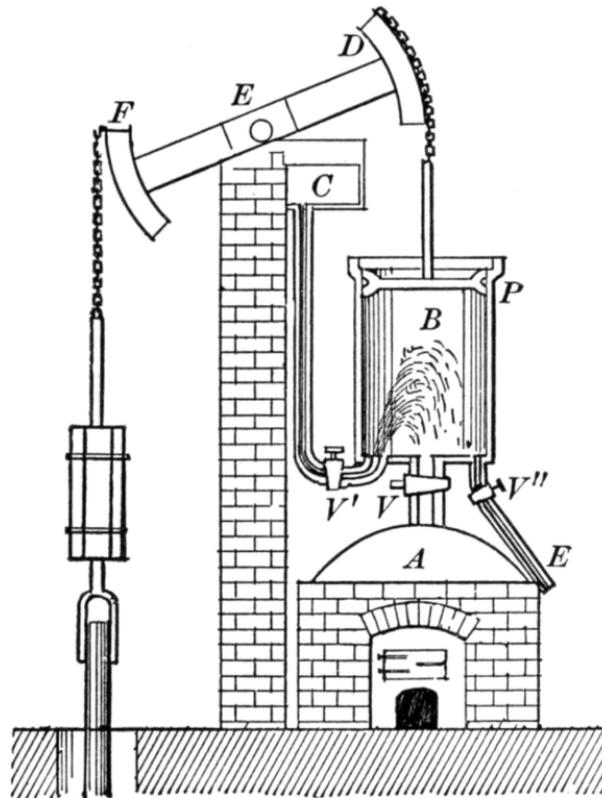


Figura 1.1 Diagrama de la máquina atmosférica de Newcomen (Black y Davis, 1913)

Ésta máquina funciona bajo el principio de Newcomen, la cual consiste en la producción de un vacío dentro de un cilindro mediante la condensación del vapor, lo que produce un diferencial de presión que genera un movimiento de un pistón, que, cuando se encuentra unida a una palanca puede ser usada para trabajar como una bomba. Y en conjunto con un engranaje podría producir, en teoría, una operación indefinida. Sin embargo, la ineficiencia del modelo de Newcomen proviene del hecho de que por cada ciclo el agua debe ser calentada para producir el vapor para, posteriormente, ser enfriada para permitir la condensación, lo que implica una enorme pérdida de calor, por lo que la máquina solo funcionaría una cantidad finita de ciclos antes de que el agua le tuviese que calentar de nuevo (Talbert, 2020).

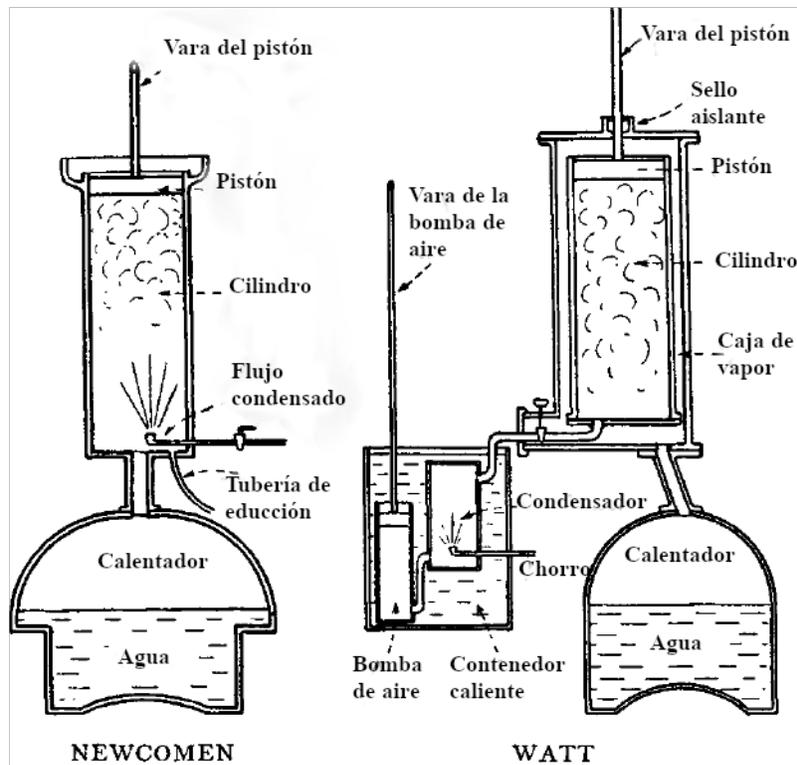


Figura 1.2 Diagrama comparativo entre la máquina atmosférica de Newcomen vs la máquina de vapor de Watt (Dickinson, 1939)

### 1.1.2. Máquina de Stirling

Es en este contexto cuando nace la máquina Stirling, a principios del siglo XIX; debido al éxito de la máquina de Watt muchos inventores e ingenieros de la época logran incursionar en este ámbito, creando así la era dorada de la máquina de vapor. Pero debido a que originalmente los hermanos Stirling y su invención no tuvieron un gran éxito comercial, diversos inventores e ingenieros hicieron muchos prototipos similares (Walker y col., 1989). Es por eso que durante mucho tiempo las máquinas Stirling, en todos sus estilos y modelos eran simplemente referidos como máquinas de aire.

Es mencionado por Walker y col. (1989) que a principios del siglo XX, en particular durante la primera guerra mundial, que las máquinas de Stirling fueron ampliamente ocupadas, pero que al término de la guerra, igual que las máquinas de vapor recíprocas fueron sustituidas por los motores de combustión interna y los motores eléctricos, y no es hasta que a inicios de la década de los 50's donde el nombre máquina Stirling hace su aparición,

nombrado así por el Dr. Rolf Meijer con el propósito de englobar y categorizar un grupo de máquinas que funcionaban bajo un ciclo cerrado termodinámico regenerativo, donde el fluido sometido al ciclo está controlado por medio de válvulas.

## **1.2. Funcionamiento**

Las máquinas de Stirling son conocidas por funcionar tanto con una baja diferencia de temperatura como con una alta diferencia de temperatura entre sus extremos, por lo que debido a su configuración interna y externa suelen ser de gran tamaño, no obstante, en la actualidad esto no representa ninguna desventaja mayor, ya que las máquinas pueden ser diseñadas con materiales sumamente ligeros y baratos, como lo son plásticos. Para altas diferencias de temperaturas, la máquina produce trabajo mecánico, por lo que, si se le conecta a una máquina eléctrica, ésta empieza a trabajar como generador, produciendo así energía eléctrica a la salida del sistema. Por cuestiones de diseño, un extremo de la máquina se pondrá muy caliente, y el otro extremo muy frío. En un diseño para investigación, el condensador del motor Stirling ha logrado llegar a tener una temperatura de 10 K o  $-263.15\text{ }^{\circ}\text{C}$  (Collie, 1979).

### **1.2.1. El ciclo de Stirling**

Como su nombre lo dice, las máquinas de Stirling funcionan bajo el llamado ciclo de Stirling, el cual es muy diferente a los ciclos que usan los motores de combustión externa.

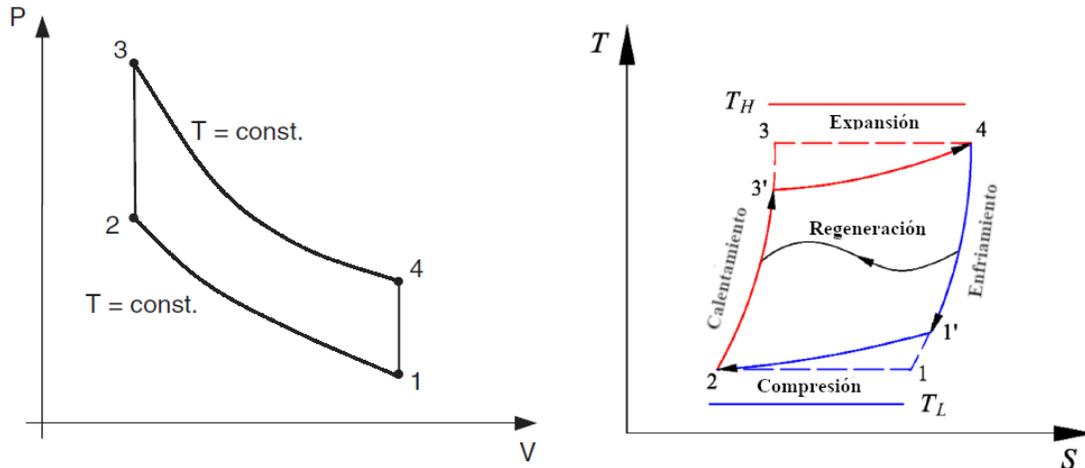
La principal característica de operación a observar en un motor Stirling es que en su interior hay una cantidad predeterminada de gas sellado, así como son motores de combustión externa, ya que el calor es proporcionado a los gases internos del motor desde una fuente de combustión externa al pistón del motor, en lugar de ser quemado el combustor dentro del pistón como en los motores de combustión interna. Actualmente, experimentos han probado que los mejores gases para el ciclo de trabajo es el hidrógeno y el helio debido a su bajo calor específico. Sin embargo, el estudio y uso de diversos gases dentro del motor pueden llevar a la reducción del tamaño del motor, así como a nuevas aplicaciones (Reader y Hooper, 1983). Farret y Simoes (2006) dicen que existen tres grandes diferencias que deben de ser

observadas al comparar un motor de combustión interna con un motor Stirling:

- Los gases usados en un motor Stirling nunca salen del motor. Lo que significa que no hay válvulas de escape que ventilen los gases a altas presiones emitidos, como sí sucede con los motores de combustión interna. Por lo que el funcionamiento del motor Stirling es bastante silencioso en comparación.
  
- Una manivela con un giro suave para poder arrancar el motor.
  
- Los ciclos de Stirling necesitan de una fuente externa de calor, la cual puede ser obtenida por diversas fuentes de energía como lo son: el sol, el calor geotérmico, combustibles fósiles (gasolina, gas natural, diésel, etc.) y bioenergía. Esto implica que no existe combustión alguna dentro de la máquina.

El ciclo de Stirling consiste en una serie de procesos que cambian la presión al interior del motor, lo que provoca que el motor empiece a trabajar, el primero de los cuatro procesos que se realizan en el ciclo, es una compresión isotérmica, la cual transcurre en un ambiente frío cerrado, donde el calor es transferido del fluido de trabajo (el gas interno del motor) al ambiente, con tal de mantener la temperatura durante todo el proceso de compresión. El segundo proceso es un incremento isocórico de calor. A continuación el tercer proceso es una expansión isotérmica del fluido de trabajo. Finalmente el último proceso es una reducción del calor del fluido de trabajo a un volumen constante (West, 1986).

La Figura 1.3 muestra un ciclo Stirling ideal en dos de sus gráficas P-v y T-s, donde P, v, T y s son la presión absoluta, el volumen contenido en el cilindro o pistón, la temperatura absoluta, y la entropía del sistema respectivamente.



a. Gráfica P-v de un ciclo Stirling ideal (West, 1986) b. Gráfica T-s de un ciclo Stirling ideal (Dai y col., 2019)

Figura 1.3 Gráfica característica presión vs. volumen del ciclo de Stirling

En resumen, el ciclo de Stirling, se puede analizar con la Ley de Gay-Lussac (Ecuación 1.1), para la cual, si en el sistema existe una cantidad fija de un gas, en un volumen fijo, y si la temperatura del gas aumenta, por lo consiguiente, la presión del gas aumentará. Por otro lado, si la misma cantidad fija de gas es comprimido, por una reducción del volumen donde se encuentra, la temperatura del gas aumentará.

$$\frac{p_1V_1}{T_1} = \frac{p_2V_2}{T_2} = nR \tag{1.1}$$

Donde p, V y T, son la presión, el volumen y la temperatura dentro del cilindro para dos diferentes estados, n es el número de moléculas por gramo, y R=0.8207 L\*atm/mol\*K que es la constante universal de los gases.

**1.2.2. Tipos de motores Stirling por su arreglo de pistones**

Las partes básicas de un motor Stirling son el pistón, el desplazador, los cilindros volumétricos, los intercambiadores de calor y el mecanismo del cigüeñal (Ramos, 2015).

Según Wang y col. (2016) los motores Stirling pueden ser categorizados en tres tipos dependiendo de su configuración de pistones y desplazadores: alfa, beta y gamma. Todas estas configuraciones trabajan con el mismo ciclo

termodinámico pero con diferente paradigma mecánico (Urieli y Berchowitz, 1984; Kirkley, 1962).

Los tipo alfa son motores que tienen dos pistones en cilindros separados conectados en serie, que pueden ser tanto el refrigerante, el calentador o el regenerador (Ahmadi, 2017), como se puede apreciar en la Figura 1.4. Ambos pistones tienen que realizar trabajo y lograr tener el gas interno sellado a una presión alta. Los dos pistones están configurados para moverse de manera uniforme en la misma dirección, realizando así un calentamiento o enfriamiento isocórico para el fluido contenido. Este tipo de configuración es adecuada para aplicaciones de gran a media diferencia de temperatura, una ventaja adicional de esta configuración es que se pueden conectar varios motores tipo alfa en serie para formar un ciclo cerrado (Egas and Clucas, 2018; Wang y col, 2016).

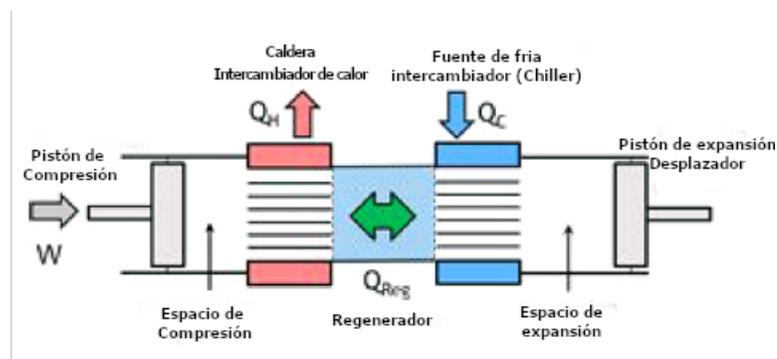


Figura 1.4 Configuración de un motor Stirling Alfa (Getie y col., 2020)

Los tipo beta son motores que solo cuentan con un pistón de trabajo y un desplazador que están dentro del mismo cilindro (Otaka y col., 2002), el cual está hecho de un material con baja conductividad termal (Wang y col., 2016) (Figura 1.5). Cabe recalcar que la función del desplazador, como su nombre lo dice, es desplazar el gas entre la etapa de compresión (enfriamiento) y la etapa de expansión (calentamiento) (Getie y col., 2020), ayudando así a completar el ciclo de trabajo del motor. Egas y Cuclas (2018) dicen que este tipo de configuración puede ser usado tanto para aplicaciones de baja a alta diferencia de temperatura y con diversos tipos de sistemas de transmisión, que serán mencionados más adelante.

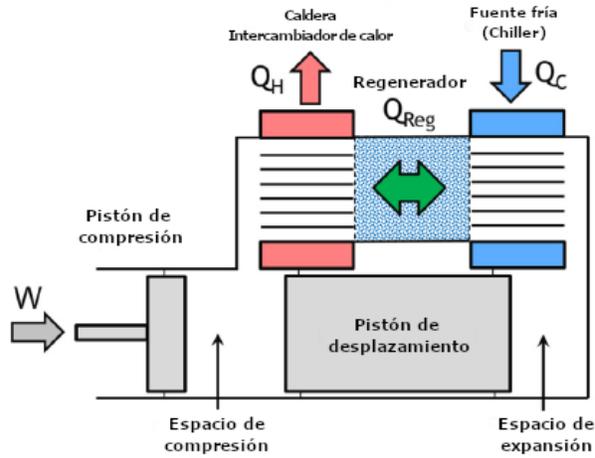


Figura 1.5 Configuración de un motor Stirling Beta (Getie y col., 2020)

Los motores Stirling tipo gamma tienen la misma configuración de pistón y desplazador que uno tipo beta (Batooei y Keshavarz, 2018). Pero a diferencia de los tipo beta, el pistón de trabajo y el desplazador se encuentran en diferentes cilindros (Figura 1.6). Este tipo de configuración solo es recomendable para aplicaciones de baja o muy baja diferencia de temperatura (Egas y Cuclas, 2018; Cheng y Yu, 2011).

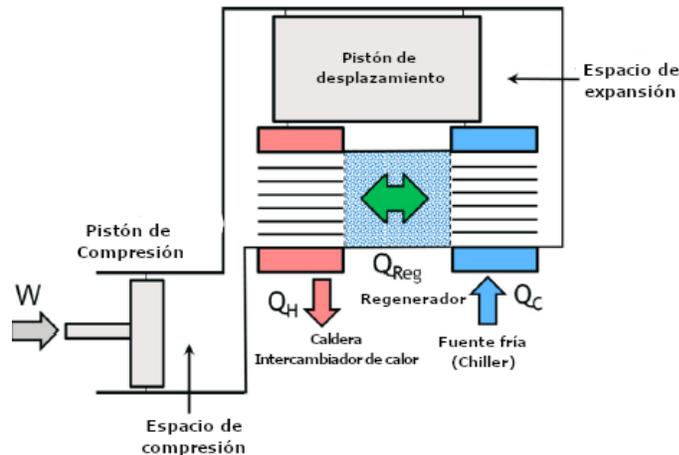


Figura 1.6 Configuración de un motor Stirling Gamma (Getie y col., 2020)

### 1.2.3. Tipos de sistemas de transmisión

Hay cuatro clasificaciones de sistemas de transmisión para los cuales el motor Stirling podrá cumplir con su ciclo, estos son: cinéticos, termoacústicos, de pistón libre, y de pistón líquido (Wang y col., 2016).

1. *Sistema de transmisión cinéticos*: Estos tipos de transmisión están controladas por mecanismos de transmisión cinéticos, tal como lo son, una simple configuración biela-manivela, una transmisión romboidal, de placa oscilante, o una transmisión Ross-yoke, tal como se puede apreciar en la Figura 1.7.

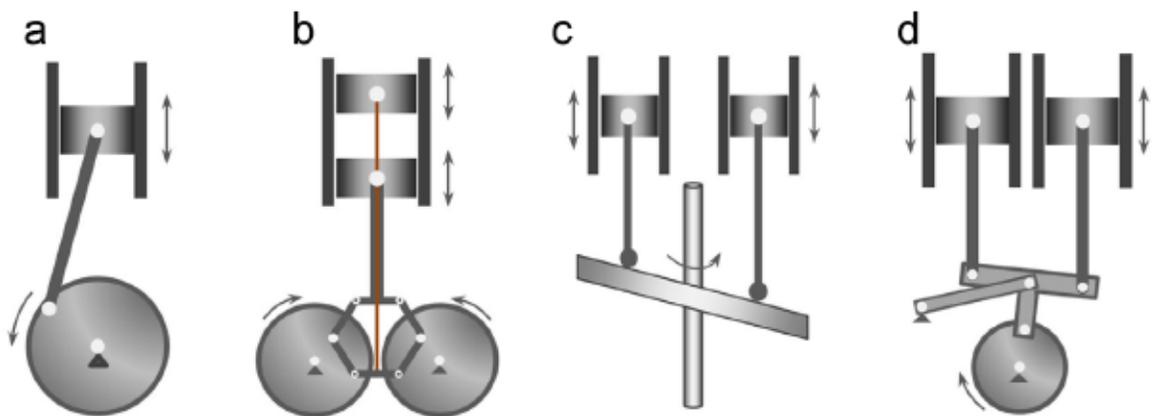


Figura 1.7 Sistemas de transmisión cinéticos usados en los motores Stirling; a) transmisión biela-manivela; b) transmisión romboidal; c) transmisión de placa oscilante; d) transmisión Ross-yoke (Wang y col., 2016)

2. *Sistemas de pistón libre*: Estos sistemas de transmisión surgen para tratar de mejorar los sistemas de transmisión cinéticos adoptados en los motores Stirling, es en 1964 cuando William Beale inventa el sistema de pistón libre (Beale, 1969). En este tipo de configuración los pistones internos no cuentan con conexión alguna (Figura 1.8). Tiene la ventaja de que el movimiento de los pistones se autoregula a las condiciones que en su momento necesite el motor, esto es logrado mediante la sustitución del mecanismo tradicional con resortes de gas y resortes metálicos. Éstos funcionan como sistemas resonantes, debido a sus resortes, que operan a una frecuencia casi constante, además esta configuración tienen autoarranque, también tienen la ventaja con respecto a los cinéticos de que dentro del cilindro, el desplazador y el

pistón se mueven linealmente, en tanto que el lubricante es el mismo gas de trabajo, en lugar de grasa, cómo lo es con los cinéticos (Wang y col., 2016; Urieli y Berchowitz, 1984; Haarhuis, 1978).

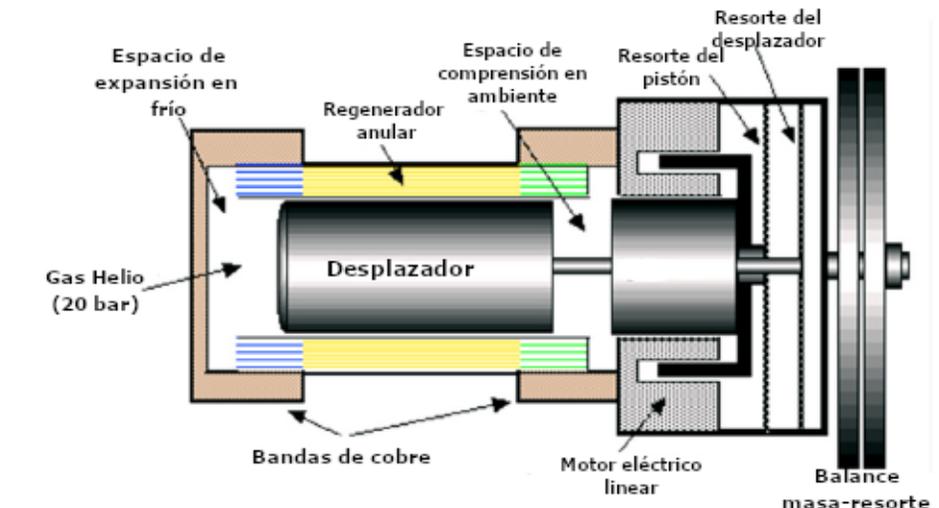


Figura 1.8 Sistema de transmisión de pistón libre (Urieli, 2018)

El proceso termodinámico de esta configuración está en gran parte ligado a la acción neumática del pistón, a pesar de ser de diseño simple y de larga vida de uso, tiene la desventaja de que es muy impredecible en el movimiento de sus partes móviles, lo que se traduce en una fácil alteración del desempeño del motor.

3. *Sistema de transmisión termoacústica*: En este sistema de transmisión los pistones son eliminados del diseño, esto debido a las limitaciones mecánicas de los mismos, ya que el desplazador por lo general ocasiona vibraciones, además de que se tienen conducciones axiales del calor, lo que a su vez genera pérdidas de calor en el proceso. Esto es solucionado con la incorporación de un tubo de pulsaciones en lugar del pistón, que por medio de tubos acústicos (como lo son tubos de inercia, desplazadores activos, etc.) conectan ambos lados del regenerador con el depósito del fluido (Figura 1.9). En este tubo de pulsaciones es por donde fluye un gas pulsante, el cual es el encargado del proceso de enfriamiento, este gas pulsante actúa como "pistones de gas" que son controlados por una onda acústica, que a su vez actúa como un desplazador convencional, el cual separa los espacios de enfriamiento y calentamiento. Las tres configuraciones más comunes

son: de multinúcleo, de ciclo cerrado con multietapa y de onda estática (Wang y col., 2016; Gifford y Longworth, 1964).

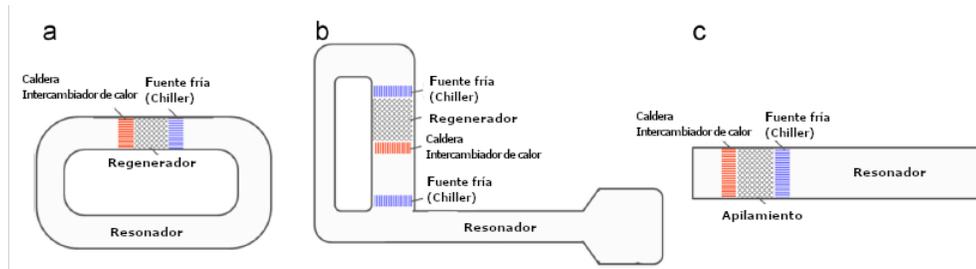


Figura 1.9 Sistemas de transmisión termoacústico: a) De ciclo cerrado, b) De ciclo enramado, c) De onda estática (Wang y col., 2016)

4. *Sistema de transmisión de pistón líquido:* Esta configuración se diferencia a los sistemas de transmisión cinéticos y de pistón libre en que en lugar de pistones mecánicos se usan columnas de líquido, tal como se ve en la Figura 1.10, los desplazamientos de altura en las columnas de líquido resultan en el desplazamiento del gas de trabajo entre las regiones de enfriamiento y calentamiento (Wang y col., 2016).

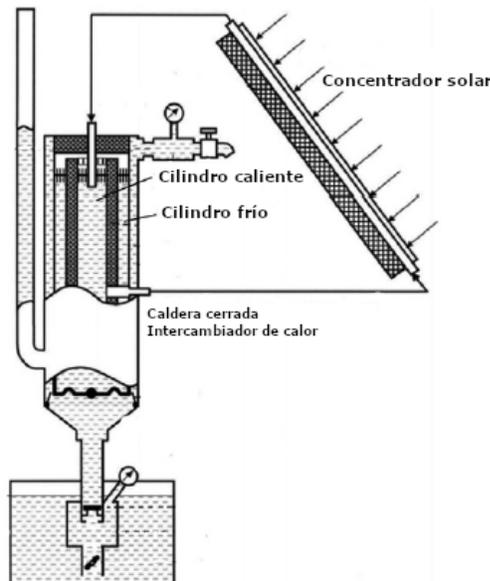


Figura 1.10 Sistema de transmisión de pistón líquido acoplado con un colector solar (Orda y Mahkanov, 2004)

### 1.3. Eficiencia

En termodinámica la eficiencia o rendimiento es la fracción de energía primaria a la entrada de un sistema que es convertida a trabajo a la salida del sistema. Para el rendimiento térmico la energía primaria es el calor  $Q_{ent}$  que puede provenir de muchas fuentes, pero que en la actualidad principalmente se tratan de combustibles fósiles, mientras que a la salida lo que se busca es trabajo mecánico  $W_{sal}$  y/o el calor a la salida  $Q_{sal}$  (Howell y Buckius, 1987).

$$\eta_{th} = \frac{W_{sal}}{Q_{ent}} = \frac{Q_{ent} - Q_{sal}}{Q_{ent}} \quad (1.2)$$

A partir de la primera ley de la termodinámica se sabe que la energía a la salida no puede exceder a la energía de la entrada, y por la segunda ley de la termodinámica no puede ser la misma cantidad de energía en un proceso no ideal, por lo tanto  $0 \leq \eta_{th} < 1$ .

#### 1.3.1. Ciclo de Carnot

En 1824, aproximadamente medio siglo después de que James Watt presentó su máquina de Vapor, el ingeniero mecánico francés Nicolas Carnot (1796-1832) propone una serie de teorías que hoy en día lo colocan como el padre de la termodinámica (Asimov, 1982). Entre estas teorías se encuentran el ciclo de Carnot y el teorema de Carnot, que ilustran cuál es la mayor eficiencia posible para un ciclo termodinámico, estas teorías fueron pensadas e influenciadas por la teoría calórica de Lavoisier. Debido a esta influencia errónea, Carnot nunca pudo demostrar su teorema, y fue hasta que el físico-matemático alemán Rudolf Clausius (1822-1888) propone el concepto de entropía, que es el mayor fundamento de la segunda ley de la termodinámica. Con ayuda de esta última se pudo demostrar el teorema de Carnot por reducción al absurdo (Shang y col., 2014).

La segunda ley de la termodinámica, fue propuesta tanto como por Clausius como por el físico irlandés Lord Kelvin, de manera individual, en el año 1850 y 1851 respectivamente, esta es una ley especial, que se encarga de describir la transformación de la energía, y da una descripción de la dirección de los procesos de cualquier fenómeno que conlleve la

transformación de la energía. El enunciado práctico de la segunda ley de la termodinámica es que la producción de una máquina de estado perpetuo es imposible, esto debido a que a un nivel macroscópico los cambios de estado en un sistema son irreversibles. Por ejemplo, Clausius postuló: “El calor no puede por sí mismo, o sin intervención de un agente externo transmitirse de un cuerpo frío a uno caliente”. Por otro lado, Kelvin enunció: “Es imposible obtener trabajo enfriando un cuerpo por debajo de la temperatura del sistema en el que se encuentra”. La primera cita describe la dirección característica de una conducción espontánea del calor, mientras que la segunda cita describe la dirección característica de una producción espontánea de calor por fricción.

Como ya fue mencionado, una vez establecida la segunda ley de la termodinámica, demostrar el teorema de Carnot no fue complicado. Sin embargo, la importancia de demostrar aquello postulado por Carnot hizo que Clausius introdujese un nuevo concepto llamado entropía, una cantidad física tan fundamental y general como la energía. Aquí cobra importancia el concepto de proceso reversible, que es lo contrario al concepto del proceso irreversible, que ya había sido introducido en el teorema de Carnot. Suponiendo que existiera una máquina de calor con una eficiencia mayor a la de una máquina de calor reversible (Wang, 2011). A partir de la definición de la escala de temperatura se tiene:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (1.3)$$

Donde  $Q_2$  y  $Q_1$  son el calor absorbido y liberado por el material de trabajo a una temperatura  $T_1$  y  $T_2$  respectivamente. Igualando a cero la Ecuación 1.3  $\frac{Q_2}{Q_1} - \frac{T_2}{T_1} = 0$  considerando que para este estudio no es necesario hacer distinción entre calor absorbido o liberado, por lo que  $-Q_2$  se puede sustituir como  $Q_2$ , por lo tanto la Ecuación 1.4 queda como:

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad (1.4)$$

De aquí se puede partir que cualquier proceso cíclico puede consistir de una gran cantidad de pequeños ciclos de Carnot, a partir de la integración de todos estos pequeños ciclos de Carnot se puede obtener la Ecuación 1.5.

$$\oint \left( \frac{\partial Q}{\partial T} \right)_R = 0 \quad (1.5)$$

Donde  $\delta Q$  representa el calor absorbido por el material de trabajo a una temperatura  $T$ , mientras que el subíndice  $R$  representa que el proceso es reversible, y para cualquier proceso cíclico reversible arbitrario se puede dividir en dos partes  $R_1$  y  $R_2$ , y cuando se conectan estas dos partes se le puede llamar estado.

De acuerdo con el teorema de Carnot, la eficiencia de cualquier máquina de calor, sea reversible o irreversible, trabajando entre un mismo depósito caliente y un mismo depósito de frío  $\eta'$  debe de ser menor o igual a la eficiencia de una máquina de calor reversible  $\eta$  (Wang, 2011), esto es:

$$\eta' = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \leq 1 - \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \eta \quad (1.6)$$

La Ecuación 1.7 representa la máxima eficiencia que una máquina de calor puede alcanzar, y que es conocido como eficiencia del ciclo de Carnot.

$$\therefore \eta' = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (1.7)$$

### 1.3.2. Eficiencia de los motores Stirling según su tipo

El estudio de la eficiencia de los motores Stirling se puede separar tanto por su tipo (Alfa, Beta o Gamma) como por su tipo de sistema de transmisión (cinético, de pistón libre, termoacústico o de pistón líquido). A continuación se analizarán estudios ya hechos para calcular la eficiencia de dichos motores bajo ciertas características de diseño.

Para este estudio se considera que el volumen inicial, el volumen máximo como el mínimo, así como el volumen nominal de los cilindros son los mismos para todas las configuraciones (Alfa, Beta o Gamma). Abuelyamen y Ben-Mansour (2018) hacen consideraciones sobre los motores. Por ejemplo, en el tipo Alfa no se considera regenerador, en adición se propone un nuevo tipo de geometría, en la cual se sustituye la tubería circular que conecta ambos cilindros con una tubería anular. Para las configuraciones Beta y Gamma se diseñaron con un sistema de transmisión cinético biela-manivela.

Abuelyamen y Ben-Mansour (2018) describen los parámetros de diseño de las tres configuraciones en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Dimensiones geométricas de las configuraciones de los motores Stirling (Abuelyamen y Ben-Mansour, 2018)

Parametros	Tipos de motores Stirling según su eficiencia		
	Metros (m)		
	tipo $\alpha$	tipo $\beta$	tipo $\gamma$
Diámetro del tubo conector ( $d_{tub}$ )	2	-	-
Espacio del canal regenerativo (G)	-	0.5	0.5
Altura del desplazador ( $l_d$ )	-	79.46	80.25
Longitud del cilindro del desplazador ( $ll_d$ )	-	-	89.49
Longitud de la barra conectora del desplazador ( $L_d$ )	30	51.273	45
Longitud de la barra conectora del pistón ( $L_p$ )	30	14.033	30
Longitud del tubo conector ( $L_{tub}$ )	71.11	-	-
Altura del motor ( $L_t$ )	-	158	158
Radio del desplazador ( $r_1$ )	-	20	20
Radio del pistón ( $r_2$ )	20.5	20.5	20.5
Radio del pistón para un motor Stirling tipo $\gamma$ ( $r_3$ )	-	-	15
Diámetro de la manivela conectada al desplazador ( $r_d$ )	3.536	4.975	4.375
Diámetro de la manivela conectada al pistón ( $r_p$ )	3.536	5.05	9.339

Abuelyamen y Ben-Mansour (2018) proponen para que los tres motores funcionen con aire como gas de trabajo, el cual consideran como gas ideal, mientras que los tres motores giran a una velocidad de 1800 rpm, otra consideración más es que los motores están limitados a funcionar entre una temperatura baja ( $T_B$ ) y una temperatura alta ( $T_A$ ) de 300 K y 800 K.

Como se puede observar en la Tabla 1.2, en términos de eficiencia térmica y potencia de salida, el menos eficiente es el tipo Alfa, mientras que el más eficiente es el tipo Gamma; siendo el tipo Beta uno de eficiencia térmica y potencia intermedia. También se puede observar que la cantidad de calor transferida durante el ciclo tiene una relación directa con la potencia a la salida y la eficiencia térmica.

Tabla 1.2 Desempeño de los tres tipos de motor Stirling (Alfa, Beta o Gamma) (Abuelyamen y Ben-Mansour, 2018)

	Calor absorbido (W)	Calor rechazado (W)	Calor total transferido (W)	$W_{sal} = \int PdV$ (W)	Eficiencia
tipo alfa	50.5	-47.4	3.119	0.908	1.8 %
tipo beta	115.9	-107.1	8.704	8.634	7.35 %
tipo gamma	94.2	-83.9	10.256	9.223	9.8 %

Dai y col. (2019) dan a notar que la eficiencia térmica y la potencia a la salida puede variar por diversos factores, uno de ellos es por la cantidad de gas de trabajo, por ejemplo, para el helio como gas de trabajo, un aumento de 2.5 g a 7 g conlleva a un aumento de la potencia de salida de 7.7 kW a 20.3 kW, mientras que la eficiencia térmica disminuye de 43.4 % a 33.9 %. Esto debido a que mayor masa desplazada mayor será la presión dentro del cilindro, lo que causa una mayor potencia de salida, pero a su vez una menor efectividad de regeneración, lo que a su vez disminuye la eficiencia térmica. Entre otros factores a considerar están la conductividad térmica y la razón de compresión volumétrica, en donde a mayor conductividad térmica, mayor potencia de salida pero menor eficiencia. Por lo que se puede concluir empíricamente que la potencia de salida y la eficiencia están en conflicto la una con la otra.

### 1.3.3. Eficiencia de los motores Stirling según su sistema de transmisión

Otra manera de estudiar la eficiencia de los motores Stirling es la ideada por Wang y col. (2016) que enumeran las diferencias de potencia de salida  $W_{sal}$  y eficiencia  $\eta$  entre los distintos sistemas de transmisión.

El primero en ponerse bajo estudio son los motores Stirling con un sistema de transmisión cinético, aquí se recopilan experimentos realizados por distintos autores, donde se asumen que todos los motores son de baja diferencia de temperatura (BDT) son de tipo gamma que usan aire como gas de trabajo, y tienen un  $\Delta T$  de aproximadamente 100 °C. Aunque también se encuentran otros tipos de motores Stirling, pero todos compartiendo el mismo tipo de sistema de transmisión.

De la Tabla 1.3 se observa que la eficiencia y la potencia de salida depende del tipo de transmisión, pero también del tipo de gas y de la presión a la que se presuriza, así como también de la diferencia de temperatura.

Para el caso de sistemas de transmisión termoacústicos, Wang y col. (2016) mencionan que la configuración está enfocada a motores con diferencia de temperaturas que son muy grandes (400 a 700 °C), pero que recientemente se estudia su funcionamiento como BDT. De igual manera se hace un resumen de experimentos de diversos autores en la Tabla 1.4. De estas configuraciones el que más resalta es el diseñado por de Blok (2010), que muestra gran potencial para aplicaciones BDT con un alto rendimiento y económico. A su vez, comparados con las configuraciones mecánicas, éstos

son más fáciles de construir, más fiables y baratos. Sin embargo, ya que el campo de la termoacústica es de reciente descubrimiento se necesita más investigación para poder mejorar la eficiencia y la potencia de salida. En el caso de sistemas de transmisión por pistón libre, Wang y col. (2016) proporcionan una lista de resultados de experimentos realizados por diversos autores, para la configuración en estudio, todos los motores trabajan en BDT o en moderada diferencia de temperatura (MDT).

Tabla 1.3 Desempeño de diferentes tipos de configuración de motor Stirling con sistemas de transmisión cinético (Wang y col., 2016)

Tipos de transmisión	Gas de trabajo	Velocidad de rotación rpm	$\Delta T$ , °C	Potencia de salida $W_{sal}$ W	Eficiencia
Biela-manivela, BDT, tipo gamma	Aire a 0.1 MPa	215	135	3.06	N/A
Scotch-yoke, BDT, tipo gamma	Aire a 0.1 MPa	142	90	145	6.4 % (28.7 % Carnot)
Yoke especial, BDT, tipo gamma	Aire a $\leq$ 0.8 MPa	170	80	740	N/A
Biela-manivela, BDT, tipo gamma con doble pistón	Aire a 0.1 MPa	52.1	129	1.69	0.645 % (2.2 % Carnot)
Biela-manivela, BDT, tipo gamma con cuatro pistones	Aire a 0.1 MPa	20	132	6.1	0.44 % (1.5 % Carnot)
Biela-manivela, BDT, tipo gamma alimentado con concentrador solar	Aire a 0.1 MPa	N/A	N/A	2.3	0.1 %
Biela-manivela, BDT, tipo gamma alimentado con energía solar	Aire a 0.1 MPa	$\approx$ 30	$\approx$ 47.5	20.44	1.3 % (9.7 % Carnot)
Palanca, tipo beta	Aire a 0.28 MPa	453	173	52	15 % (41 % Carnot)
Biela-manivela, tipo gamma con doble pistón	Helio a 0.3 MPa	420-650	175-375	32-104	2.6-9.3 % (7-16.7 % Carnot)
Biela-manivela, tipo gamma	Aire a 0.5 MPa	340	288	222	10.3 % (20.5 % Carnot)

Tabla 1.4 Desempeño de diferentes tipos de configuración de motor Stirling con sistemas de transmisión termoacústico (Wang y col., 2016)

Tipo de configuración	Gas de trabajo	Frecuencia (Hz)	$\Delta T$ (°C)	Potencia de salida	Eficiencia
Dos núcleos en ciclos cerrados enramados	Aire a 0.1 MPa	119	128 activado a los 35	78 $W_a$	N/A
Cinco núcleos en ciclos cerrados enramados	Aire a 0.1 MPa	31	Activado a 56.6	N/A	N/A
Dos núcleos en ciclo cerrado	Aire a 0.2 MPa	N/A	310 activado a 120	52 $W_a$ ; 22 $W_e$	$\eta_a$ 4.9% (9.5% Carnot); $\eta_e$ 2% (3.9% Carnot)
Ciclo cerrado de cuatro etapas	Aire a 0.1 MPa	N/A	132 activado a $\approx 70$	18 $W_a$	$\eta_a$ 8% (27% Carnot)
Ciclo cerrado de cuatro etapas	Argón o Helio a 2.1 MPa	N/A	90 activado a 30 con argón; Activado a 42 con helio	140 $W_a$ con argón; 250 $W_a$ con helio	N/A
Ciclo cerrado de cuatro etapas	Helio a 0.75 MPa	70-80	79	1.64 $kW_a$	$\eta_a$ 8.2% (38% Carnot)
Onda estática con sodio líquido	Sodio líquido a 9.7 MPa	910	360	18 $W_a$	$\eta_a$ 1.8% (3.7% Carnot)
Onda estática con transductor piezoeléctrico	Aire a 0.1 MPa	1580	125	49 $mW_a$ ; 2 $mW_e$	$\eta_a$ 3.2% (20% Carnot); $\eta_e$ 0.22% (1.38% Carnot)
Onda estática con vapor	Vapor de agua o etanol a 0.1 MPa	171	Activado a 56 con vapor; Activado a 47 con vapor de etanol	N/A	N/A

Como se puede observar en la Tabla 1.5, normalmente para los motores con aire a una presión ambiente como gas de trabajo, su potencia de salida y su eficiencia están limitados a 10 W y a 10 % respectivamente, con una operación cercana a los 10 Hz. Sin embargo, cuando se usa helio como gas de trabajo, la frecuencia de operación aumenta de manera considerable, al igual que la

potencia de salida, mientras que la eficiencia logra rebasar la barrera del 10%.

Tabla 1.5 Desempeño de diferentes tipos de configuración de motor Stirling con sistemas de transmisión por pistón libre (Wang y col., 2016)

Tipo de configuración	Gas de trabajo	Frecuencia (Hz)	Temperatura (°C)	Potencia de salida (W)	Eficiencia
Desplazador con resortes de acción rápida, con un volumen de barrido de 0.11 cm <sup>3</sup>	Aire a 0.1 MPa	10	$\Delta T = 100$	0.02	N/A
Volumen de barrido de 46.65 cm <sup>3</sup>	Aire a 0.1 MPa	4	$\Delta T = 100$	4.69	N/A
Volumen de barrido de 17.2 cm <sup>3</sup>	Aire a 0.1 MPa	$\approx 6.4$	$T_H = 120 - 150$	0.68	5.6%
Motor pistón libre dual opuesto	Helio a 15 MPa	105	$\Delta T = 195 - 315$	5350-19 000	11.3-19.1% (29.6-38.2% Carnot)
Pistón libre con diafragma	Helio a 9 MPa	500	$\Delta T = 270$	400	13%

#### 1.4. Aplicaciones

Tal vez el uso más frecuente y simple de los motores Stirling es el de máquina de calor, que se pueden usar para la generación eléctrica en lugares aislados de la red eléctrica. De manera análoga, los motores Stirling se pueden usar como enfriadores, esto controlando la dirección del calor. Estos enfriadores son de gran eficacia ya que pueden operar dentro de un rango muy grande de temperaturas, y generalmente funcionan con helio como gas de trabajo, esta aplicación con enfriador se puede usar en la refrigeración de sensores y componentes electrónicos, así como en aplicaciones espaciales, usados para el almacenamiento y conservación de muestras experimentales de sangre y orina en transbordadores espaciales, logrando alcanzar hasta una temperatura de -22°C con una potencia de entrada de 70 W (Ross, 1995; McDonald y col., 1994).

Otro ejemplo de una aplicación es la presentada por Paik (2015), que propone un sistema de combustión de hidrógeno cerrado, por medio de motores Stirling, para impulsar un vehículo autónomo submarino (VAS), el uso del motor Stirling en este caso está justificado por el bajo ruido casi libre de vibraciones que son esenciales para el desarrollo de un vehículo de

tipo militar como el que se quiere diseñar, no obstante, también existen aplicaciones en vehículos no acuáticos, como la propuesta de diseño que expone (Djetel y col., 2018), quien diseñó un vehículo eléctrico híbrido (VEH) de clase media constituido por una sistema primario de propulsión eléctrica y una unidad de potencia auxiliar (UPA) aplicado con un motor Stirling. Donde la UPA es usado para recargar la batería eléctrica una vez que se haya agotado, mientras que la propulsión eléctrica se encarga de entregar la potencia suficiente para que el vehículo se siga moviendo.

Sin embargo, la tendencia más interesante que actualmente se está desarrollando es que los motores Stirling están siendo investigados y probados para generar electricidad para hogares y negocios, a través de micro-cogeneración, o por concentradores solares o en sistemas híbridos (solares y de micro-cogeneración) (Lane y Beale, 1997). La micro-cogeneración se puede lograr por medio de la quema tanto de gas natural como de biogás y biocombustibles, tal como pellets de madera, como es el caso de la investigación realizada por Mabe y col. (2018), que proponen un sistema híbrido de generación eléctrica, por medio de un motor Stirling de pistón libre, usando tanto biocombustibles, como energía solar. Esto con el enfoque de satisfacer las necesidades eléctricas en caso de una emergencia natural o humana, así como también para el acceso eléctrico en comunidades rurales aisladas. Es esta aplicación la que se vuelve de gran interés en este trabajo. El estudio de la generación eléctrica por medio de motores Stirling usando energía solar se está volviendo un alternativa viable a la hora de diseñar sistemas de microgeneración o de macrogeneración, que puedan llegar a sustituir las formas de generación eléctricas tradicionales, a un costo competitivo y atenuando la variabilidad inherente de los sistemas eléctricos por energías renovables. Así como una propuesta seria y realista de generación eléctrica en futuras naves y colonias espaciales (He y col., 2012; Hoshino y col., 2000).

Debido a estas características, los investigadores han indagado sobre las capacidades para la generación de una energía limpia, silenciosa, y eficiente en la transformación de energía, contando aparte que este motor puede ser alimentado por una alta gama de fuentes de combustible, que se pueden hacer uso más eficiente que otros tipos de motores de combustión gracias a la naturaleza de combustión externa del motor (Farret y Simoes, 2006).

**Esta página se dejó en blanco intencionalmente**

## Capítulo 2

# Motores Stirling solares

### 2.1. Generalidades de los motores Stirling solares

A nivel global la energía es consumida por grandes sectores como lo son el industrial, el residencial, el transporte y la agricultura, sin embargo, destaca el sector residencial por su alto consumo de energía, que se estima que es de entre un 30-45 % de la demanda mundial de energía. Esta energía es usada principalmente para electricidad y para calefacción, lo que genera un enorme consumo de combustibles fósiles, y a su vez produce una cantidad masiva de emisiones de  $CO_2$  (Zhu y col, 2021; Gul y Patidar, 2015). Aunado a los problemas ambientales se encuentra que en diversas proyecciones se espera un aumento de demanda de la energía y con ello un aumento del precio de la energía del 50 % entre los años 2016 y 2030. Esto ha inducido a diversos gobiernos del mundo a invertir en tecnologías de energías renovables, sin embargo, de entre todas las tecnologías de energías renovables, destacan principalmente las tecnologías de generación térmica solar, y dentro de estas tecnologías destacan los sistemas de concentradores solares de potencia (CSP), que por medio de torres solares, discos solares, lentes de Fresnel, y concentradores parabólicos, logran concentrar la energía solar para poder impulsar los ciclos termodinámicos de las máquinas térmicas, tales como las máquinas que usan los ciclos de Stirling o de Brayton, las cuales convierten el calor absorbido por los CSP para generar energía eléctrica (Bidhendi y Abbassi, 2020).

Los motores Stirling, como se puede ver en la Figura 2.1, al ser de combustión externa, se convierten en una alternativa de tecnología de energías renovables muy llamativa. Estos pueden ser alimentados por

diversos tipos de combustibles tanto combustibles fósiles, como energías renovables, tales como la biomasa, el biogás y el calor generado por el sol. Aunque también existe la posibilidad de diseñar motores que funcionen con cogeneración, es decir, que produzcan energía tanto de algún combustible fósil, como en el caso más común el gas natural, como de alguna fuente renovable. No obstante, los motores Stirling solares con concentradores solares (MSSCS) es la aplicación más prometedora y eficiente entre los sistemas de generación térmica solar que existen. Adicionalmente, estos sistemas MSSCS solucionan el problema de generación eléctrica en regiones donde existe escasez de agua, pero una gran abundancia de radiación solar durante todo el año (Wu y Jin, 2014; Mancini y col., 2003).

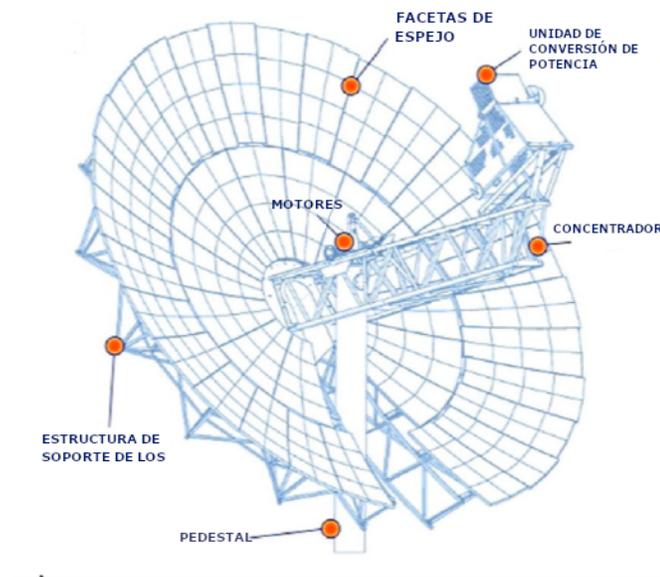


Figura 2.1 Diagrama de un sistema MSSCS (Hafez y col., 2016)

Es en el año de 1870 cuando el ingeniero estadounidense John Ericson (1803-1889) integra por primera vez, la energía solar para impulsar un motor Stirling usando concentradores esféricos de vidrio para calentar el gas de trabajo del motor (Daniels, 1964). En general, un sistema MSSCS se constituye de un generador eléctrico, que se encarga de transformar la energía mecánica, que previamente fue convertida por el motor a partir de energía térmica, en energía eléctrica, así como de baterías para su almacenamiento y transformadores eléctricos. Otro elemento importante de este sistema es el espejo en forma de disco parabólico, que se encarga de reflejar y concentrar toda la energía del sol en un solo punto, llamado punto focal, en donde un

receptor óptico se encarga de transferir el calor de una manera uniforme a la parte de alta temperatura del motor Stirling, provocando el trabajo mecánico del gas de trabajo, llegando éste a una temperatura de entre 650°C a 750°C (Zayed y col., 2021; Chekir y col., 2020; Malali y col., 2019).

De esta forma se logra que los sistemas MSSCS logren tener una producción de energía eléctrica de entre 1kW a 138.8kW. Según Zayed y col. (2020b) trabajaron con 10kW con un ahorro de energía anual de 50.38MWh para una sistema MSSCS híbrido de cogeneración con gas natural (Zhu y col. (2021). Además estos sistemas ayudan a alcanzar distintas metas trazadas para la disminución de las emisiones de carbono por distintas organizaciones gubernamentales, como lo es la Comisión Europea, la cual en 2012 propuso un plan de trabajo para alcanzar una reducción de emisiones de carbono para el año 2030 del 40%. Así como el aumento total de la generación de energías renovables a un 27% trazado para el mismo año (Parlamento Europeo, 2012).

Esto último, ha incentivado a que se desarrollen más sistemas de generación eléctrica descentralizados para aplicaciones de pequeña a micro escala. Esta flexibilidad en el requerimiento de las aplicaciones, permite que los sistemas MSSCS tomen aún más relevancia. Ya que por sí solos, y en sistemas de micro-cogeneración, tienen el potencial de cubrir las necesidades térmicas y/o eléctricas de edificios o viviendas en diversas circunstancias ambientales (Figura 2.2). Se tiene de esta manera, un extenso potencial para crear sistemas de microgeneración eléctrica descentralizados, que reduzcan el consumo total de energía primaria total, como también los costos de inversión inicial en comparación de grandes plantas generadoras. Con esto minimizando el costo y las pérdidas causadas por los grandes sistemas de distribución (Ferreira y col., 2016).

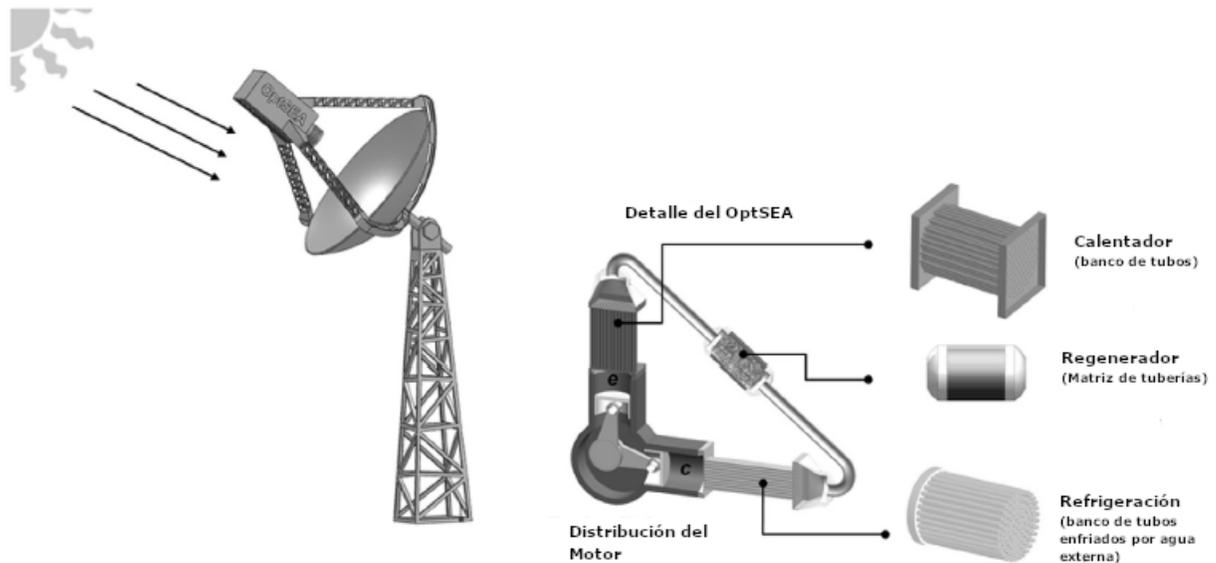


Figura 2.2 Diagrama de la composición de un motor Stirling solar de micro-cogeneración (Ferreira y col., 2016)

## 2.2. Diseño, desarrollo y funcionamiento

A pesar de que muchos investigadores han probado muchas propuestas de diseño de sistemas MSSCS en los últimos años, éstos no han podido permear en la construcción de plantas prueba, por lo que las pruebas experimentales y sus resultados son pobres. Esto es resultado de la poca penetración de mercado y la inmadurez tecnológica en la que actualmente se encuentran los sistemas MSSCS (Zhu y col., 2021). Por lo que se considera pertinente seguir mostrando interés en esta tecnología tan promisoría, por medio una gran difusión y trabajos como este, son un primer paso en dicha difusión, es por ello que en las siguientes páginas se estudiará acerca de los parámetros de diseño de los componentes del sistema MSSCS.

### 2.2.1. Motor Stirling solar

El primer componente de un sistema MSSCS es el mismo motor Stirling, y tal vez sea el diseño del mismo la parte más crucial del sistema para que este logre un buen desempeño. Recordando que un motor Stirling funciona bajo su propio ciclo termodinámico, el cual idealmente consiste de cuatro procesos. El primero es una compresión isotérmica que rechaza el calor

interno del motor a una fuente externa. El segundo es una incorporación del calor a volumen constante al gas de trabajo en el interior por medio del regenerador. El tercer proceso es una expansión isotérmica que agrega calor al interior por medio de la fuente externa de calor. El cuarto y último proceso que es una transferencia de calor a volumen constante del gas de trabajo al regenerador (Decher, 1994). Es importante mencionar que el rendimiento de una máquina con ciclo de Stirling está en función, según la termodinámica clásica, de los siguientes parámetros independientes (Reader y Hooper, 1983; Urieli y Berchowitz, 1984; Walker y col., 1989):

- La presión del gas de trabajo contenido dentro del cilindro
- La velocidad de la máquina
- El ángulo de fase entre el pistón y el desplazador
- La diferencia de temperaturas (temperatura de compresión y expansión)
- La razón de volumen de barrido dentro del cilindro
- El volumen y eficiencia del regenerador e intercambiadores de calor.

Es importante mencionar que parámetros como el ángulo de fase, la diferencia de temperatura, la razón de volumen de barrido y el volumen de los intercambiadores de calor son parámetros de la etapa de diseño.

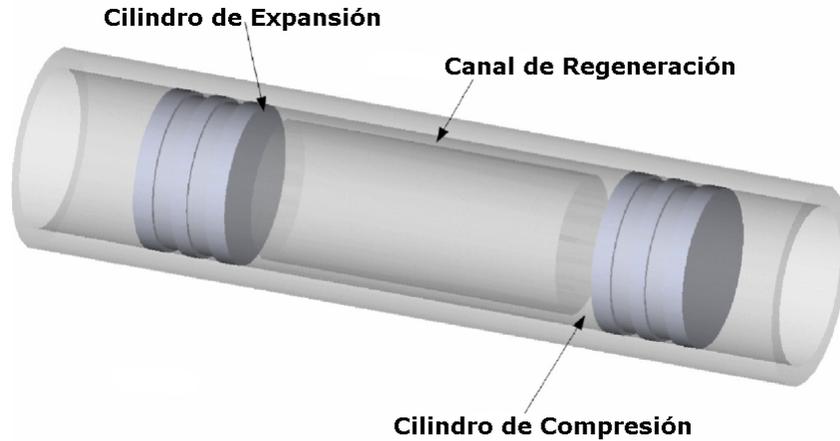
No obstante, en un motor Stirling real hay pérdidas térmicas por los procesos de transferencia de calor irreversibles al regenerador. Es por ello que, Malali y col. (2019) asumen un valor de eficiencia del regenerador  $\eta_{REG}$  del 80%. Sin embargo, Malili y col. (2019) consideran que los procesos ideales de expansión y compresión isotérmicas anteriormente descritas no pueden ser posibles. Esto gracias a la velocidad en la que los procesos se llevan a cabo, por lo que se considera un ciclo termodinámico modificado, en el cual, se considera la compresión isotérmica como una combinación de un proceso de compresión adiabática, seguido de un intercambio de calor a volumen constante con el sumidero de energía externo. Mientras que la expansión isotérmica se sustituye por una expansión adiabática seguida de un intercambio de calor con el sumidero de energía externo. Por lo que, la eficiencia del motor Stirling con ciclo modificado queda como se puede ver en la Ecuación 2.1.

$$\eta_{Stirling} = \frac{\theta_H(1 - \frac{1}{R}) - (R - 1)}{(\theta_H - 1)(1 - \eta_{REG}) + \theta_H(1 - \frac{1}{R})} \quad (2.1)$$

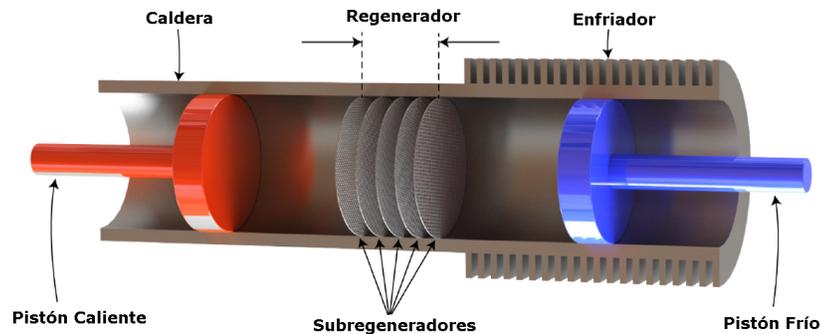
Donde:

- $R = (\frac{V_1}{V_2})^{k-1}$  es la razón de compresión
- $k = \frac{c_p}{c_v}$  es la razón de calores específicos a presión y volumen constante
- $\eta_{REG}$  es la eficiencia del regenerador
- $\theta_H = \frac{T_4}{T_1}$  es la máxima razón de temperatura.

Para obtener un ciclo térmico más cercano al ideal se hacen uso de los regeneradores, ya que como se puede ver en la Ecuación 2.1 al tener una eficiencia de regenerador cercana a 1, mayor será la aproximación a la ecuación de eficiencia de Carnot (Ecuación 1.7). Pero para entender como obtener la eficiencia de un regenerador primero hay que entender que es un regenerador. En resumidas cuentas, un regenerador es un dispositivo encargado de almacenar altas cantidades de energía térmica, así como una alta capacidad de transferencia de energía térmica, lo que resulta en la limitación de las caídas de presión durante el proceso y ayuda a la distribución térmica en el gas de trabajo. Lo que asegura que exista un cambio de estado en el gas de trabajo entre  $T_A$  y  $T_B$ . Es por eso que, los regeneradores han recibido especial atención por parte de investigadores. En general, un regenerador está construido por mallas de alambre o por fieltros hechos de diversos metales, colocados dentro del cilindro que contiene el pistón y el desplazador (Figura 2.3a) (Rutczyk y col., 2020; Nielsen y col., 2019).



a. Diagrama interno del cilindro de un motor Stirling (Rutczyk y col., 2020)



b. Diagrama interno del arreglo de subregeneradores de un motor Stirling (Nielsen y col., 2019)

Figura 2.3 Funcionamiento del regenerador en el motor Stirling.

Pero como se mencionó anteriormente, para que exista en el motor Stirling un ciclo termodinámico cercano al ideal se necesita una gran eficiencia en el regenerador. Dai y col. (2019) proponen que para que exista una eficiencia de regenerador mayor al 50% se necesita hacer uso de los llamados subregeneradores, los cuales, funcionan con múltiples regeneradores apilados (Figura 2.3b).

Pero, a pesar de múltiples estudios que han ayudado a entender el efecto del regenerador en la operación del motor con diferentes materiales, no se ha podido concluir como este influye en la eficiencia del regenerador. Sin embargo el número de subregeneradores y la elección de la razón de masa térmica; que es la capacidad de un material de almacenar energía térmica, se tienen como los dos principales parámetros de diseño en los regeneradores,

ya que estos dos influyen positivamente la eficiencia del regenerador y por consiguiente la eficiencia del motor Stirling. En general, la eficiencia de un regenerador está descrito por la Ecuación 2.2 (Nielsen y col., 2019)

$$\eta_{REG} = \frac{\gamma}{2\gamma + 1} \quad (2.2)$$

Donde  $\gamma$  es la razón de masa térmica del regenerador y está definida como:

$$\gamma = \frac{m_r c_r}{m_f c_{vf}} \quad (2.3)$$

Donde:

- $m_r$  es la masa del regenerador
- $m_f$  es la masa del gas de trabajo
- $c_r$  es el calor específico del material del regenerador
- $c_{vf}$  es el calor específico del gas de trabajo a volumen constante.

Mientras que para un regenerador con N subregeneradores su eficiencia está dada por la Ecuación 2.4.

$$\eta_{REG} = \frac{N\gamma}{(N + 1)\gamma + N} \quad (2.4)$$

Cómo se puede observar, otra importante consideración de diseño es la elección del gas de trabajo, ya que dependiendo del elemento a usar como gas de trabajo, este tendrá impacto en la eficiencia y funcionamiento del motor Stirling, estos gases pueden ser el hidrógeno, helio y el nitrógeno. Sin embargo, es el hidrógeno el que se usa normalmente como gas de trabajo en los motores Stirling. Por otro lado, los diseños de motor Stirling más común para un sistema MSSCS son los tipo alpha y beta con un sistema de transmisión cinético conectados por un cigüeñal (Chekir y col., 2020; Hachem y col., 2018; Ahmadi y col., 2017).

### 2.2.2. Refrigeración

Una componente importante para conseguir la operación de un motor Stirling es la generación de una diferencia de temperatura grande, la cual es necesaria para alcanzar que exista un trabajo mecánico en la máquina. La

refrigeración usada para un motor Stirling varía en cada aplicación. Esto pueden ser enfriamiento a temperatura ambiente mediante aire, enfriamiento líquido con líneas de agua dentro del cilindro y que se inyectan al regenerador, esto para aplicaciones donde se alcanzan altas temperaturas (Onovwiona y Ugursal, 2006), o como proponen Langdon-Arms y col. (2018) el usar otro motor Stirling de manera inversa, es decir, uno que aprovecha el calor del primer motor Stirling para así a su salida tener un efecto refrigerante mediante una diferencia de temperaturas. Langdon-Arms y col. (2018) logran esto acoplando dos motores en uno mientras estos sean de pistón líquido. Esto es benéfico, ya que tener todo acoplado internamente con pistones líquidos ayuda a eliminar el acoplamiento mecánico, así como ahorrar en el mantenimiento en los componente internos. Como se ve en la Figura 2.4 esto se puede lograr, usando cuatro pistones líquidos dentro de cuatro cilindros de un motor Stirling tipo Alfa.

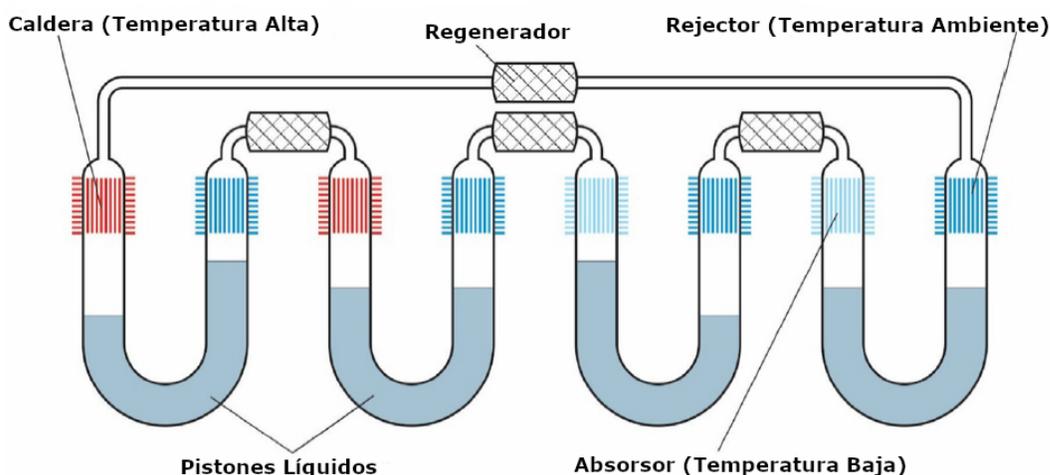


Figura 2.4 Diagrama un sistema de refrigeración Stirling de pistón líquido (Langdom-Arms y col., 2018)

A pesar de la existencia de este novedoso sistema de refrigeración, lo más común es el uso de sistemas de refrigeración tradicionales. No obstante, estos presentan problemas al momento de aplicarse en un sistema MSSCS, como la filtraciones del refrigerante que pueden ser un gran problema para el sistema de refrigeración, como para la operación del sistema. Asimismo, también se tienen que considerar los costos de los refrigerantes, ya que para ciertas aplicaciones de los motores Stirling estos pueden llegar a usar Helio líquido o  $N_2$  líquido. Adicionalmente, se necesita una fuente externa de

poder para hacer que funcionen adecuadamente el sistema de refrigeración, lo que disminuye la eficiencia del sistema y aumenta su tamaño (Wu y Jin, 2014).

### 2.2.3. Generador

El generador (Figura 2.5) es la parte del sistema que va a transformar el movimiento mecánico proporcionado por el motor en energía eléctrica, por lo general, éstos son síncronos, esto debido a la periodicidad del movimiento mecánico que el motor proporciona (Chekir y col., 2020). Existen diversos tipos de generadores eléctricos que pueden ser acoplados para funcionar con un motor Stirling, que son generalmente lineales. Esto para evitar que exista una conversión innecesaria del movimiento de traslación de los pistones. Los generadores consisten de una parte primaria estática (estator), y otra parte secundaria móvil (rotor) (Hadžiselimović y col., 2019).

El primer tipo de generador que se puede acoplar a un motor Stirling es una máquina de inducción, donde es importante resaltar que solo habrá producción eléctrica cuando la velocidad de la parte del rotor sea mayor a la velocidad síncrona. Además que este tipo de máquinas no producen potencia reactiva, lo que puede ser arreglado mediante bancos de capacitores, pueden ser de caja de ardimiento o cortocircuitados (Dang y col., 2010).

Otro tipo de generador son las máquinas de flujo transversal. Estos son útiles debido a que usualmente los motores Stirling no tienen un arranque automático, por lo que los generadores deben de diseñarse para que éstas produzcan el suficiente torque para que arranque el motor Stirling; por esta razón estos tipos de generadores son muy útiles (Joubert y Strauss, 2014; Arschad y col., 2004).

A pesar de lo mencionado anteriormente, las máquinas de imán permanente son las más usadas en motores Stirling. De tal forma que, los imanes se colocan en el rotor y el enbobinado se coloca en la región de baja temperatura del motor. Para alcanzar una mejor eficiencia y mayor potencia se hace uso de materiales ferromagnéticos a un lado de los imanes permanentes en un arreglo tubular, lo cual permite que el generador sea compacto (Cvetkosvki y Petkovska, 2008).



Figura 2.5 Diagrama de un sistema de microgeneración (Ortiz y col., 2021)

#### 2.2.4. Sistemas de almacenamiento de energía

Debido a la intermitencia de la energía solar, y en general de la mayoría de las energías renovables, para producir energía eléctrica, se utilizan baterías para el almacenamiento de la energía producida durante el día, y que esta, sea utilizada cuando exista una alta demanda que sobrepase la generación, o bien, sea de noche. Para almacenaje de poco tiempo, es decir, desde unos cuantos minutos a unas pocas horas se puede hacer uso de bancos de capacitores o de supercapacitores, pero para operaciones de larga duración, la opción más viable tanto técnicamente como económica es el uso de baterías de plomo ácido. Éstas cubren tanto en la demanda promedio como en la demanda pico que se llegase a presentar, lo cual lo hace particularmente conveniente para aplicaciones de microgeneración en viviendas y edificación comerciales, aún así el tamaño, tipo y capacidad de la batería depende de la necesidad de la aplicación (Jenkins y col., 2008).

Sin embargo, para aplicaciones de demanda rigurosa en microgeneración puede que el uso de baterías de plomo ácido no sean tan adecuadas. Esto es debido por los pequeños ciclos constantes de recargas que se dan en los sistemas de microgeneración; en lugar de los grandes ciclos de cargas y descargas completas que se dan en los lugares de aplicación convencionales de este tipo de baterías, aún así, existen muchas otras opciones de almacenamiento que tienen el potencial de cubrir las especificaciones de los sistemas de microgeneración. En este caso un sistema MSSCS, aún existen discrepancias sobre cual es el mejor sistema de almacenamiento que se

puede usar en dichos sistemas (Huang y col., 2010).

Se acepta una división cuando los sistemas de almacenamiento se pueden dividir en aquellos que pueden suministrar gran potencia y a su vez pueden arreglar problemas de calidad de la energía, como son, las baterías inerciales, supercapacitores, y almacenamiento de energía magnética por superconductores (AEMS). Los que presentan una gran capacidad de almacenamiento, como son: 1) Los almacenadores por bombeo hidroeléctrico (ABH), 2) Almacenadores de energía por aire comprimido (AEAC), 3) Almacenadores de hidrógeno acoplado a celdas de combustible (AHCC), 4) Baterías de plomo ácido y 5) Baterías de flujo. En la Figura 2.6 se puede apreciar los rangos de aplicaciones, como son para aplicaciones de calidad de potencia y para suministro interrumpido o (UPS por sus siglas en inglés), de puenteo eléctrico, o para regulación de energía, según la potencia que reciben tanto como por su periodo de autonomía (Kaldellis y Zafirakis, 2007).

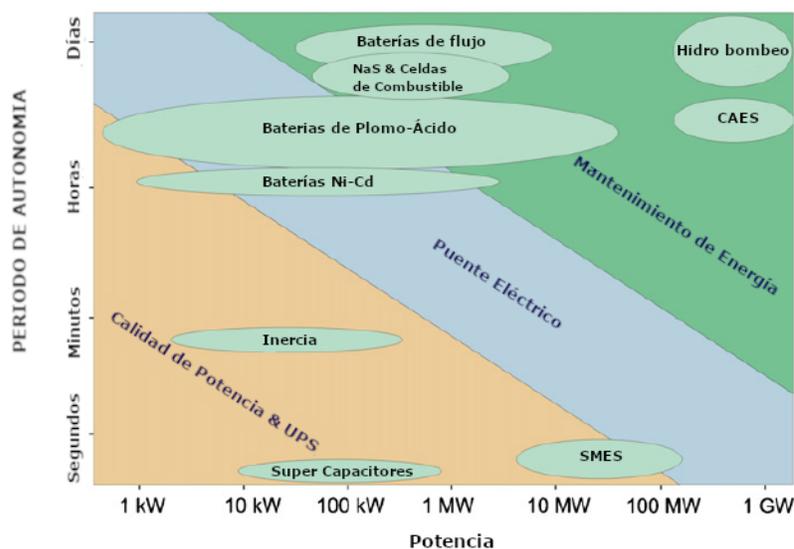


Figura 2.6 Rango de aplicaciones de sistemas de almacenamiento de energía (Kaldellis y Zafirakis, 2007)

A su vez Kaldellis y Zafirakis (2007) presentan una tabla de características (Tabla 2.1), en donde se compila las características relevantes de diversos sistemas de almacenamiento de energía.

Tabla 2.1 Características importantes de algunos sistemas de energía (Kaldellis y Zafirakis, 2007)

Sistema de almacenamiento	Periodo de servicio $n_{ss}$	Máximo nivel de descarga (%)	Eficiencia de potencia (%) $\eta_p$	Eficiencia de energía (%) $\eta_e$	Costo específico de energía $c_e$ (€/kWh)	Costo específico de potencia $c_p$ (€/kWh)	Eficiencia de operación y mantenimiento $m$ (%)
Almacenamiento hidroeléctrico	30-50	95	85	65-75	10-20	500-1500	0.25-0.5
Almacenamiento por aire comprimido	20-40	55-70	80-85	70-80	3-5	300-600	0.3-1
Regenesis	10-15	100	75-85	60-70	125-150	250-300	0.7-1.3
Celdas de combustible	10-20	90	40-70	35-45	2-15	300-1000	0.5-1
Plomo-ácido	5-8	60-70	85	75-80	210-270	140-200	0.5-1
Na-S	10-15	60-80	86-90	75-85	210-250	125-150	0.5-1

### 2.3. Concentradores solares

Los primeros registros históricos de los concentradores solares se remontan a la antigua Grecia y China, quienes usaban espejos o vidrios para generar fuego, después a principios del siglo XX, el ingeniero e inventor estadounidense Frank Shuman (1862-1918) inventa la primera planta basada en energía solar, creando una bomba de agua por medio de concentradores solares parabólicos en la ciudad de Meadi en Egipto. Sin embargo, es hasta la década de los 70's con las crisis internacionales del petróleo cuando se empieza a tener proyectos de investigación para buscar alternativas para reemplazar el uso de combustibles fósiles por energía solar, siendo países europeos como España, Alemania, Suiza, Italia, Bélgica, entre otros, así como los Estados Unidos de América los pioneros en esta área de generación de energía (Heller, 2017).

Hoy, las tecnologías de concentración solar (CS) están siendo de gran interés ya que ofrecen un gran potencial para alcanzar las metas trazadas internacionalmente para la producción de energía limpia, segura y a bajo costo (Kiefer y del Río, 2020). Los sistemas CS funcionan como su nombre lo dice, concentrando la energía solar con la ayuda de reflectores a un solo punto, llamado el receptor, donde la energía solar es absorbida y transformada en calor. A continuación un fluido de transferencia de calor

(FTC) llevará el calor recolectado del receptor a un motor de calor conectado a un generador eléctrico, produciendo energía eléctrica de entre 1 a 38.8 kW, lo cual lo hace conveniente para generación de distribución pues opera en silencio comparado con motores Diésel o de combustión interna (Bai y col., 2018; Gavagnin y col., 2017).

Dentro de los mismos CS existen una clasificación de acuerdo con su distribución focal; estas pueden ser de foco lineal o de punto focal. Dentro de punto focal se encuentran los sistemas de torre solar y los sistemas MSSCS. Mientras que para las tecnologías de foco lineal se encuentran los reflectores de Fresnel y los concentradores parabólicos (Figura 2.7).

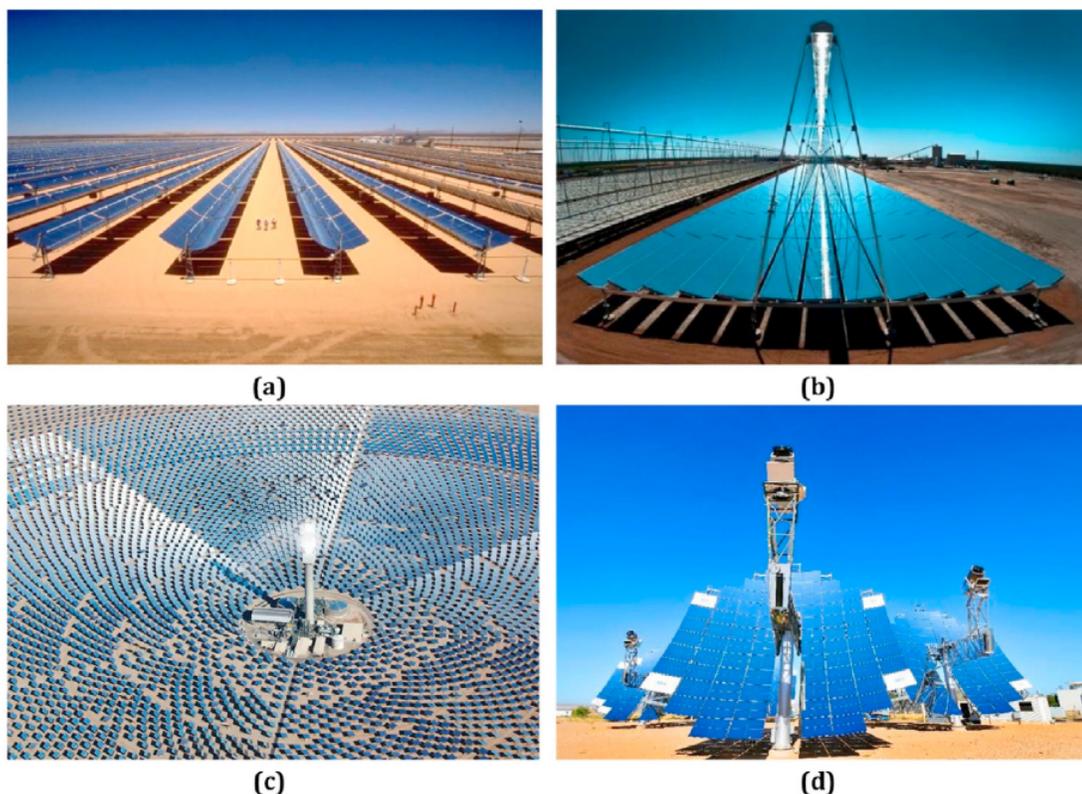


Figura 2.7 Principales tecnologías de concentración solar: a) Concentradores parabólicos. b) Reflectores de Fresnel. c) Torres solares. d) Concentrador solar con motor Stirling (Mohammadi y col., 2019)

### 2.3.1. Criterios de diseño

El diseño de un sistema CS está determinado por varios parámetros, como son la configuración del concentrador, los materiales del concentrador, el

diámetro del concentrador, ángulo del borde del concentrador, longitud del punto focal del concentrador, diámetro del receptor y diseño de la razón de concentración (Hafez y col., 2016).

#### ■ **Materiales de los concentradores:**

La elección de los materiales del concentrador es uno de los parámetros de diseño más importantes, pues que la cantidad de radiación solar supere en la reflexión del material a usar. Anteriormente se usaban espejos azogados de plata de un ancho de 1 mm a 4 mm. Aunque recientemente se usan superficies reflectantes de aluminio o de plata con una superficie de fondo de plástico o vidrio, así como capas finas de polímeros plateados con plata o aluminio bajando el costo de los espejos. Entre estos materiales de diseño son los espejos de polímeros y no metálicos los que muestran una mayor eficiencia óptica, de alrededor del 97%, mientras que los reflectores de aluminio y plata tienen una eficiencia de 86%. Por último los reflectores de acero inoxidable cuentan con la eficiencia óptica más baja del 49.5% (Cavallaro y col., 2019; Hafez y col., 2016).

#### ■ **Configuración del concentrador:**

Existen tres configuraciones básicas de los reflectores, que son los paneles parabólicos, los paneles planos, y los paneles esféricos. Hafez y col. (2017) reportaron que para sistemas MSSCS, la configuración más óptima es la de paneles parabólicos, tal como se puede observar en la Figura 2.8, que muestra la magnitud de los errores de borde de la configuración.

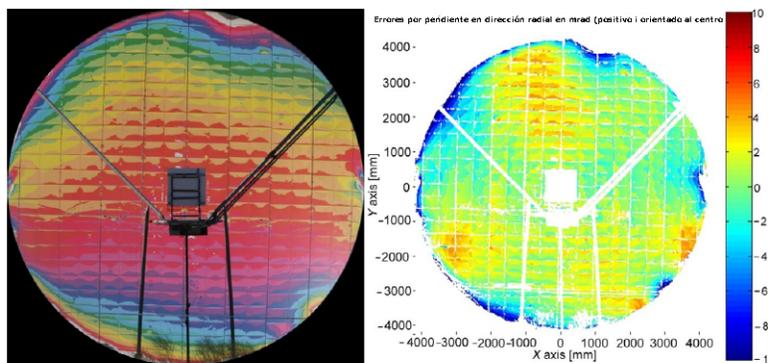


Figura 2.8 Distribución de los errores de borde de un reflector parabólico (Ulmer y col., 2008)

**■ Diámetro y estructuras de soporte del concentrador:**

Por lo general, se diseña el diámetro del concentrador según la cantidad de potencia de salida que se requiere dependiendo de la aplicación, y por lo común está referido a una irradiancia solar de  $1000 \text{ W/m}^2$ . Hoy en día, los concentradores solares parabólicos comerciales tienen un diámetro de  $1.0 \text{ a } 17.7 \text{ m}$ , lo que da una superficie reflectiva de  $5.0 \text{ a } 245 \text{ m}^2$  (Coventry y Andraka, 2017). En el caso de las estructuras de soporte están hechas regularmente por marcos de acero inoxidable, en donde se unen a los espejos. Estas estructuras son muy importantes para obtener una buena eficiencia a lo largo del día, ya que éstas tienen que ser móviles y apuntar directo al Sol por medio de actuadores y sistemas de control, aunado a esto, la unión entre el marco y los espejos debe de ser exacta, de lo contrario existirán errores geométricos que causarán una pérdida de eficiencia óptica en el sistema (Heller, 2017).

**■ Distancia focal en el absorbedor:**

La distancia focal está definida como la longitud entre los vértices del concentrador y el punto focal donde se concentran los rayos. En este caso, la geometría del receptor se puede apreciar en la Figura 2.9. Asimismo, la distancia focal está matemáticamente expresadas por la Ecuación 2.5 y la Ecuación 2.6

$$f = \frac{D_c}{4 \tan\left(\frac{\phi_r}{2}\right)} \quad (2.5)$$

$$h = \frac{D_c^2}{16f} \quad (2.6)$$

Donde:

- $f$  es la distancia focal
- $D_c$  es el diámetro del concentrador
- $\phi_r$  es el ángulo de borde
- $h$  es la profundidad del concentrador

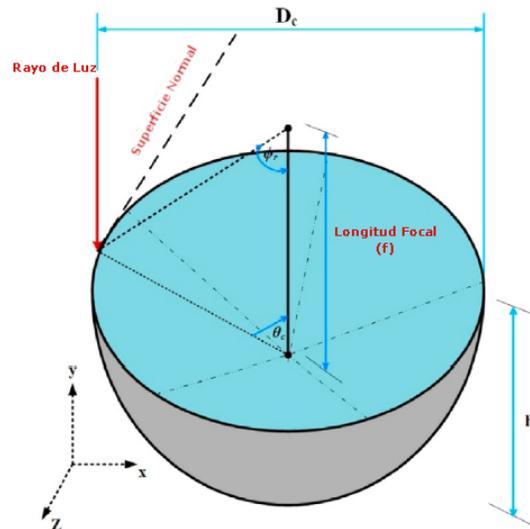


Figura 2.9 Geometría del sistema concentrador-receptor (Zayed y col., 2021)

#### ■ **Ángulo de borde:**

Otro parámetro sumamente importante en el diseño de un concentrador solar es el ángulo de borde, el cual está definido como el ángulo medido en el eje del punto focal en el receptor al borde físico del concentrador, este ángulo varía de  $10^\circ$  a  $90^\circ$  y es el parámetro principal que vincula la normal de radiación solar incidente en el concentrador con el punto focal en el absorbedor (Stine y Diver, 1994). De igual manera, Zayed y col. (2020a) recomiendan que el ángulo de borde sea igual a  $45^\circ$ , ya que esta elección de ángulo optimiza la relación de la concentración la cual se presentará más adelante. La descripción geométrica del ángulo de borde se puede encontrar en la Figura 2.10.

#### ■ **Diámetro y área de apertura del absorbedor:**

Como ya se mencionó previamente, el absorbedor es usado para recibir una gran cantidad de irradiación reflejada por los espejos del concentrador, actuando así como una fuente de calor para el funcionamiento del motor Stirling. Para calcular el diámetro del absorbedor ( $d_a$ ) se hace uso de la Ecuación 2.7, que se encuentra en términos del ángulo de borde ( $\phi_{bor}$ ), de la distancia focal ( $f$ ), así como del ángulo de aceptación del concentrador ( $\theta$ ) (el cual está definido como el ángulo donde se recolecta toda la reflexión irradiada del concentrador en la peor condición climática) (Figura 2.10) (Thakkar y

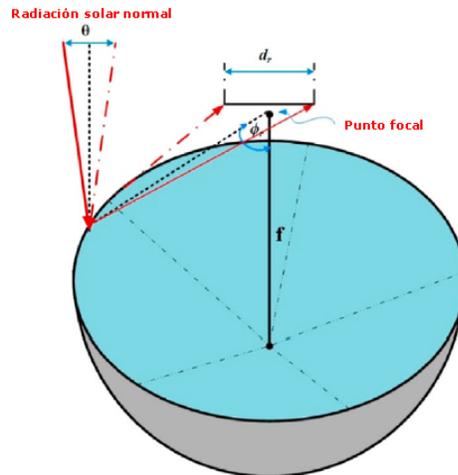


Figura 2.10 Geometría del ángulo de borde en el sistema concentrador-receptor (Zayed y col., 2021)

col., 2015; Xu y col., 2015):

$$d_a = \frac{f * \theta}{\cos(\phi_{bor}) \cos(1 + \phi_{bor})} \quad (2.7)$$

Por otro lado, la superficie del absorbedor se ve sujeto a pérdidas térmicas, por radiación, convección y conducción. La afectación de estas pérdidas en el sistema están relacionadas con el tamaño del área de apertura del absorbedor, a mayor área mayores pérdidas y por ende el área de apertura se define en la Ecuación 2.8 (Siva Reddy y col., 2013):

$$A_a = \frac{\pi}{4} d_a^2 \quad (2.8)$$

Por lo que, la elección de una configuración de receptor correcta es importante al momento de aumentar la transmisión de calor al fluido de transferencia de calor (FTC), así como para reducir las pérdidas térmicas, las cuales como ya se mencionó aumentan en cuanto más grande sea la superficie del absorbedor (Reddy y col., 2015). Aquí entra en cuestión la razón de la profundidad de la cavidad del absorbedor con su diámetro ( $L/d_{cav}$ ), la cual tiene un gran efecto en el rendimiento energético del absorbedor. Diferentes configuraciones y relaciones de diseño se pueden apreciar en la Figura 2.11 (Azzouzi y col., 2017).

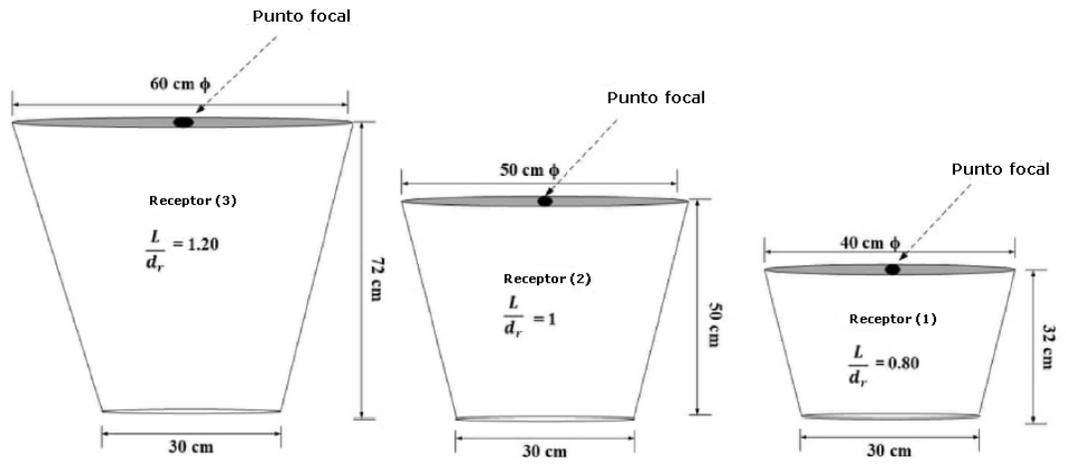


Figura 2.11 Diferentes diseños de absorbedores con diferentes razones geométricas (Zayed y col., 2021)

- Diseño de la razón de concentración:** El parámetro de concentración solar opto-geométrico ( $C_g$ ) afecta principalmente la eficiencia energética del concentrador y está definida por la Ecuación 2.9 (Kandilli y Ulgen, 2009):

$$C_g = \left( \frac{\sin \phi_r \cos \left( \phi_R + \frac{\delta_{dis} + \alpha_s}{2} \right)}{\sin \left( \phi_R + \frac{\delta_{dis} + \alpha_s}{2} \right)} \right)^2 \quad (2.9)$$

En donde, para efectos prácticos la influencia del ángulo solar ( $\alpha_s$ ) se debe de asumir en  $0.53^\circ$ , además el efecto del ángulo de dispersión  $\delta_{dis}$  debe de ser considerado de tal forma para representar los errores del sistema de monitoreo del concentrador que permita que exista una normal con respecto al Sol, también errores en desperfectos en los reflectores, errores de deterioro de los reflectores, así como los errores de borde del concentrador solar. Por esto, Beltrán-Chacon y col. (2015), Kandilli y Ulgen (2009) asumen que el valor de este ángulo debe de tomarse como  $0.605^\circ$ .

## 2.4. Aspectos económicos

La inversión en energías renovables se ha visto incrementada a lo largo de años más recientes. Por ejemplo, la capacidad de generación de energías

renovables ha tenido un crecimiento anual de un 8.5 % en los últimos 5 años. Como ejemplo, la energía fotovoltaica, mundialmente ha tenido un aumento de la capacidad instalada de 40 GW en 2010 a 303 GW en 2016. Este tipo de energías renovables ha impulsado a los sistemas de generación distribuida y de microgeneración residencial que adicionalmente han mostrado potencial para satisfacer las necesidades energéticas actuales y, en caso de usarse con energías renovables, reducir las emisiones de gases de efecto invernadero que son producidas normalmente en plantas generadoras tradicionales (Henriquez-Auba y col., 2021; IRENA, 2018).

En particular con la generación a baja escala y la microgeneración residencial se ha visto aumentada su flexibilidad y su aplicación a través de la coproducción de calor con energía eléctrica mediante sistemas de potencia de calor combinado (PCC), que ayudan a satisfacer las demandas residenciales actuales, presentando ventajas ambientales, técnicas y económicas mediante la reducción del consumo primario neto de energía así como la reducción de los costos generales de inversión, y de pérdidas en las áreas de distribución que se presentan en la redes eléctricas centralizadas actuales (Angrisani y col., 2012; Thombare y Verma, 2008). Para lograr esto, existen múltiples tecnologías PCC como los motores de combustión interna (MCI), las celdas de combustible, sistemas de cogeneración de micro-turbinas, ciclos orgánicos de Rankin (COR) y motores Stirling, los cuales pueden ser sistemas MSSCS como de cogeneración. Estos últimos son los más adecuados para aplicaciones residenciales, que necesitan rangos de potencias promedio de  $< 10\text{kW}_e$  para viviendas familiares, y  $10\text{a}50\text{kW}_e$  para viviendas multifamiliares (Rogdakis y col., 2012).

Para el caso de un análisis económico se analizará al sistema MSSCS bajo dos diferentes ópticas, la primera sería una forma más tradicional de análisis económico del sistema, donde solamente se abordará acerca de la situación económica y comercial actual de los sistemas MSSCS, analizando los costos normalizados de energía (CNE), el valor presente neto (VPN) y el periodo de recuperación descontado (PRD), así como los costos de inversión total y los costos de operación y mantenimiento (Hansen, 2019; Singh y Kumar, 2018). El segundo enfoque es sobre el valor anual (VA) del sistema de cogeneración, donde estará sujeto a variables económicas y termodinámicas del diseño del sistema (Ferreira y col., 2016).

### 2.4.1. Análisis económico

Zayed y col. (2021) han recopilado varios estudios y simulaciones de diversos autores que muestran la factibilidad de los sistemas MSSCS tanto en macrogeneración como en microgeneración, los resultados de las simulaciones y estudios económicos se encuentran en la Tabla 2.2.

Como se puede ver en la Tabla 2.2, el costo normalizado de la energía dependerá de la potencia anual neta que dé la planta o el sistema MSSCS independiente. Para sistemas de microgeneración debe de tomarse que el CNE se encuentra entre los 0.21 a 0.256 \$/kWh. Otro aspecto importante es el periodo de recuperación, que para plantas de generación centralizada se encuentra entre 10.63 a 16 años; para plantas con un ciclo de vida de 25 años aproximadamente (Bakos y Antoniadis, 2013). Esto último, puede ser considerado como un factor decisivo por el cual, no ha habido suficiente inversión en este tipo de plantas de macrogeneración.

Tabla 2.2 Datos económicos y técnicos de diversas aplicaciones de sistemas CS recopilación de (Zayed y col., 2021)

Sistema de concentradores solares	Localización geográfica	Potencia	Potencia Anual Neta	Costos normalizados de la energía (\$/kWh)	Periodo de recuperación descontado (años)	Inversión total
MSSCS con almacenamiento térmico	India	-	-	0.117-0.165	-	-
Planta CSS	Tiruchirapalli, India	5 MW <sub>e</sub>	12.7 GWh	0.197	10.63	-
Planta MSSCS	Panaji, India	5 MW <sub>e</sub>	7.3 GWh	0.197	10.63	-
Planta CS con 4000 MSSCS	Tamanrasset, Algeria	100 MW	221 GWh	0.115	-	-
Planta MSSCS	Creta, Grecia	10 MW <sub>e</sub>	11.2 GWh	0.15	16	27,000,000 €
MSSCS	Maan, Jordania	10 kW <sub>e</sub>	-	0.115	-	-
MSSCS comercial	Taijin, China	25 kW	28.748 MWh	0.2565	-	-
MSSCS de microgeneración	Norte de Portugal	3.5 kW <sub>e</sub>	-	-	-	20,916 €
Planta MSSCS	Chipre	25 MW <sub>e</sub>	32.56 MWh	0.21	-	2000 – 8000\$/kWh

### 2.4.2. Análisis termo-económico

Como ya se ha mencionado, en este modelo de optimización económica propuesto por Ferreira y col. (2016) se basa en la toma de decisiones de variables y limitantes térmicas y económicas para obtener el mejor valor anual de un sistema MSSCS de microgeneración. Por lo cual la función objetivo está definida:

$$VA = G_{vent} + C_{evitado} + G_{AEC} + G_{res} - C_{inv} - C_m \quad (2.10)$$

Donde  $G_{vent}$  son las ganancias por ventas a la red eléctrica;  $G_{res}$  es el valor del sistema al final de su vida útil;  $G_{AEC}$  es la ganancia por ahorro de emisiones de carbono, no obstante, en un sistema de cogeneración basado en energía renovable como lo es un MSSCS el factor de emisión de carbono es nulo, pero se puede obtener la ganancia en comparación a un sistema tradicional;  $C_{evitado}$  es el costo evitado por generación de calor en un calentador de agua convencional. Mientras que en costos se tienen:  $C_{inv}$  es el costo anual de inversión del sistema;  $C_m$  son los costos de mantenimiento por la generación de electricidad y energía térmica por medio del sistema de cogeneración (Ferreira y col., 2016).

En general, la ganancia por ventas a la red a la red eléctrica  $G_{vent}$  se calcula mediante la Ecuación 2.11. Donde  $W_e$  es la potencia eléctrica entregada a la red;  $p_{vent}$  es el precio de venta de la electricidad;  $t$  es el número de horas en las que el sistema trabaja.

$$G_{vent} = W_e p_{vent} t \quad (2.11)$$

De igual manera, el costo evitado por generación se puede calcular con la Ecuación 2.12. Donde  $Q$  es la energía térmica útil generada que reemplaza el uso tradicional de un calentador funcionando con gas natural;  $p_{comb}$  es el precio del combustible, en este caso gas natural por unidad de energía;  $\eta_b$  es la eficiencia convencional de un calentador ( $\approx 90\%$ ).

$$C_{evitado} = p_{comb} \frac{Q}{\eta_b} t \quad (2.12)$$

La ganancia por ahorro de emisiones de carbono se calcula por medio de la Ecuación 2.13. Donde  $p_{CO_2}$  es el precio por emisión de carbono; y  $\mu_{CO_2}$  es el factor de emisiones de carbono.

$$G_{AEC} = p_{CO_2} \mu_{CO_2} t (W_e + Q) \quad (2.13)$$

La ganancia residual  $G_{res}$  del sistema al final de su vida útil se calcula mediante la Ecuación 2.14. Donde  $v$  es el valor residual del equipo del sistema comparado con el valor inicial de inversión, donde normalmente se estima como ( $v = 5\%$ ).

$$G_{res} = v C_{inv} \quad (2.14)$$

Por otro lado, el costo anual de inversión es la inversión total inicial distribuido a lo largo de todas los años de vida del sistema, considerando el valor del dinero a lo largo del tiempo. El costo de inversión inicial es anualizado como si fuese a ser cobrado como un préstamo a una tasa de interés particular sobre el tiempo de vida del sistema (Larsson y col., 2014). El costo de inversión anual puede obtenerse mediante la Ecuación 2.15.

$$C_{inv} = \sum_i C_i FRC \quad (2.15)$$

Donde FRC es el Factor de Recuperación de Capital y que se usa para determinar la cantidad de  $n$  transacciones para una inversión y se expresa como:

$$FRC = \frac{i_e(1+i_e)^n}{(1+i_e)^n - 1} \quad (2.16)$$

De la Ecuación 2.16,  $i_e$  es la tasa efectiva de retorno. Mientras que de la Ecuación 2.15  $C_i$  representa los costos de compra de todos los componentes del sistema ( $C_h; C_r; C_{stirling}; C_{conc}$ ).

Finalmente para los motores Stirling, el periodo de mantenimiento es de aproximadamente cada 5,000 a 8,000 h (Öberg y col., 2004). Además debe considerarse el mantenimiento de la unidad de refrigeración, reparaciones

del motor y regenerador, así el mantenimiento del concentrador y del generador. Por lo tanto, el costo de mantenimiento se representa en la Ecuación 2.17. Donde  $p_m$  es el precio de mantenimiento por unidad de potencia eléctrica producida. Cabe recalcar que la producción eléctrica ya considera la eficiencia del generador eléctrico, asumida alrededor de un 93%.

$$C_m = p_m W_{et} \quad (2.17)$$

## 2.5. Aspectos sociales

Como todos de los sistemas energéticos del mundo, los sistemas MSSCS conllevan repercusiones sociales, en particular los sistemas energéticos renovables traen a la luz dos grandes repercusiones sociales. La primera es la repercusión ambiental que afecta directamente a la sociedad, y que a lo largo de los años han causado problemas sociales de salud y de riesgo climático por catástrofes naturales. Por otro lado están los beneficios pero también desventajas de la generación distribuida en los sistemas de microgeneración y microcogeneración, que se transforman en asuntos políticos que a su vez repercuten directamente en la sociedad. Aún así es importante mencionar que estas dos características de los sistemas energéticos renovables (incluyendo los MSSCS) no se excluyen a sí mismos, sino por el contrario la generación distribuida conlleva repercusiones en el tema ambiental, así como la situación ambiental actual incentiva el uso de sistemas de microgeneración y microcogeneración distribuida en el ámbito residencial.

La capacidad instalada de energía renovable ha aumentado en los años recientes, un ejemplo de esto es en el Reino Unido, donde la producción de energía fotovoltaica ha aumentado por encima de 10GW, lo que equivale al 10% de las residencias de dicho país. No obstante esta producción puede traer problemas de balanceo en la red eléctrica primaria debido a la intermitencia de la energía fotovoltaica. Por esto, es que es necesario el uso de plantas generadoras de carbón o gas natural, para mantener un nivel de energía base para contrarrestar el efecto del desbalanceo, sin embargo esto tiene efectos ambientales adversos, ya que estas plantas suelen ser muy

contaminantes (Balcombe y col., 2015). Además, las plantas generadoras tradicionales viejas suelen tener una eficiencia muy baja. Por lo que, necesitan ser reemplazadas y/o acompañadas por otras plantas semejantes en una baja capacidad de generación, por lo que a mayor uso de energías renovables intermitentes mayor generación base se necesita para compensar las variaciones de generación de las primeras. Esto causa un mayor impacto ambiental y social que normalmente no es considerado (Trainer, 2013).

Tabla 2.3 Resumen de los aspectos sociales

Ventajas sociales	Desventajas sociales
En general, la microgeneración por energías renovables ayuda a la preservación del medio ambiente	Las energías renovables, por lo general, tienen problemas de desbalanceo energético debido a su intermitencia
Las políticas actuales incentivan la microgeneración por medio de energías renovables.	Hay una necesidad de una generación eléctrica base que es conseguida por medio de plantas de carbón o ciclo combinado que son más contaminantes.

Existen varios parámetros que causan mayor impacto ambiental en los sistemas de microgeneración y microcogeneración que deben de ser tomados en cuenta, como lo son la variación de demanda diaria y de temporal eléctrica y de gas. En el caso de un sistema de microcogeneración que se produce en residencias, la eficiencia de operación del sistema y como es utilizada por el usuario, y la diferente capacidad de las baterías. Adicionalmente es importante considerar todas las etapas del ciclo de vida del sistema (Balcombe y col., 2015), las cuales son:

- Extracción y procesamiento de la materia prima.
- Manufactura del motor Stirling y de las baterías.
- Instalación del sistema en la residencia.
- Operación y mantenimiento del sistema a lo largo del ciclo de vida.
- Tratamiento de desechos y reciclaje al término del ciclo de vida del sistema.
- Transporte a lo largo de todas las etapas.

Otro aspecto a mencionar, qué afecta la implementación de los sistemas de

microgeneración y microcogeneración poniendo aparte la cuestión ambiental, son las limitantes e incentivos políticos y de mercado que se presentan en cada país. Gobiernos como el del Reino Unido han tratado de impulsar los sistemas de microgeneración, esto para lograr alcanzar metas de cambio climático y energías renovables (HM Government, 2011) y asegurar cuestiones de seguridad energética nacional, así como la generación de empleos. Un ejemplo de esto es que, los empleos de la industria solar en los Estados Unidos han crecido 16% anualmente en el periodo de 2012 a 2017, creando así 131,000 nuevos empleos (The Solar Foundation, 2018). Sin embargo para 2013, la contribución general de los sistemas de microgeneración residencial era apenas del 0.02% (Balcombe y col., 2013). Pero no son solo barreras políticas y de mercado las que dificultan la implementación de dichos sistemas, sino también en las percepciones que los mismos consumidores tienen acerca de la microgeneración residencial.

Debido a estas limitantes se recomiendan los siguientes puntos para aumentar el desarrollo e implementación de sistemas de microgeneración residencial (Balcombe y col., 2014):

- Identificar las barreras y motivaciones del consumidor concerniente a la instalación de un sistema de microgeneración en su hogar.
- Evocar la importancia de estas barreras y motivaciones para diferenciar entre clientes, clientes potenciales y rechazadores.
- Identificar los factores que hacen la diferencia entre aquellos que adoptan un sistema de microgeneración y aquellos que lo rechazan.
- Identificar mejoras en las políticas industriales de los sistemas de microgeneración e identificar los segmentos de población que dichos mejoras afectan.

A continuación se mencionarán las políticas públicas implementadas por los gobiernos británicos (Figura 2.12) para promover el aumento de los sistemas de microgeneración, cuyo enfoque es remover las barreras financieras que existen. La primera es la tarifa de alimentación a la red, que ofrece un pago fijo a los residentes por cada unidad de energía que producen. Otra política es la iniciativa de calor renovable, que es un equivalente a la tarifa de alimentación a la red pero con generadores térmicos. Por último el "Green

Deal", que fue implementado por el gobierno británico en 2013 y se encarga de cubrir la limitante de costo de capital inicial, eliminando así el riesgo por no recuperar la inversión (Balcombe y col., 2014).

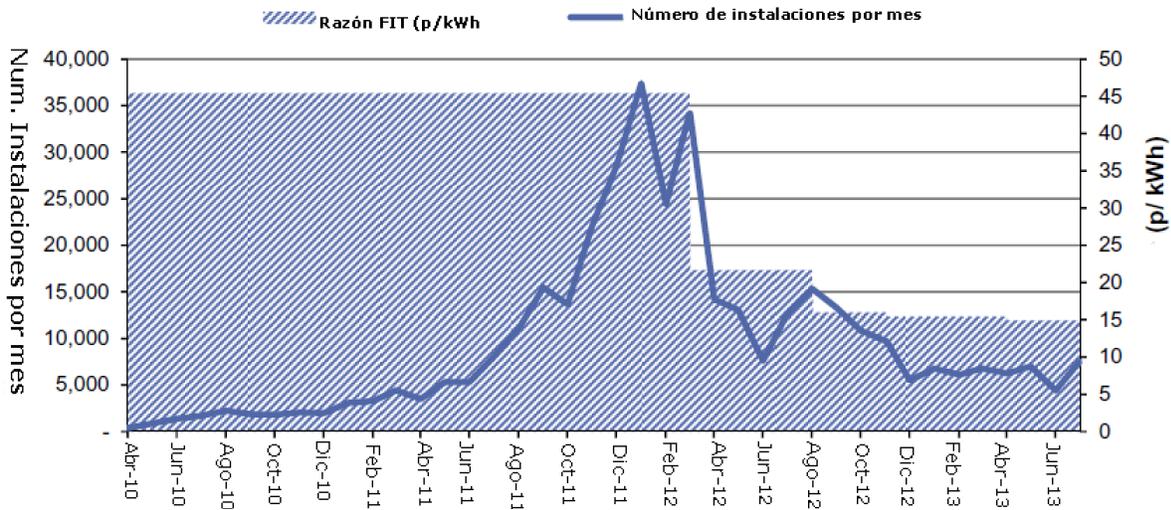


Figura 2.12 Tazas de pago por la tarifa de alimentación a la red e instalaciones de sistemas de microgeneración mensuales menores a 4kW de capacidad (Balcombe y col., 2014)

Entre las razones de adopción del consumidor se encuentran varias motivaciones como el tener autosuficiencia energética en el hogar; esto derivado de los constantes aumentos de los precios de la energía, además de tener ganancias por la producción de ganancias y la ayuda al medio ambiente. Sin embargo, Palm y Tengvard (2011) han considerado que aunque el cliente esté interesado en promover el cuidado al medioambiente, las razones principales por las que instala un sistema de microgeneración está basado en razones financieras, y de aquí parten las barreras que impiden extender la implementación de estos sistemas. Entre ellas, la barrera principal es el costo de capital, puesto que para un gran segmento de la población el tener esa cantidad de capital disponible no es viable (Scarpa y Willis, 2010). De aquí surgen varias barreras del consumidor que parten del desconocimiento y de la desconfianza en los sistemas de microgeneración, uno de ellos es que los usuarios creen que la instalación de un sistema de microgeneración puede afectar negativamente el valor de su residencia, o que el valor de su residencia no aumentará de acuerdo a lo invertido para la instalación del sistema, aunque esto no ha sido demostrado. De igual manera, el usuario ofrece resistencia a estos sistemas debido a las

modificaciones que su hogar tiene que recibir tanto en la instalación de calefacción como en la instalación eléctrica, lo cual puede traer muchas inconveniencias si se realiza de forma inadecuada (Wee y col., 2012). Esto conlleva a una última barrera que es la desconfianza al desempeño tecnológico del sistema, así como, de una desconfianza hacia los proveedores e instaladores (Ellison, 2004).



La residencia es un edificio de cuatro plantas, tres residenciales y una de servicios, contando así con seis departamentos de 70m<sup>2</sup> cada uno (Figura 3.2).

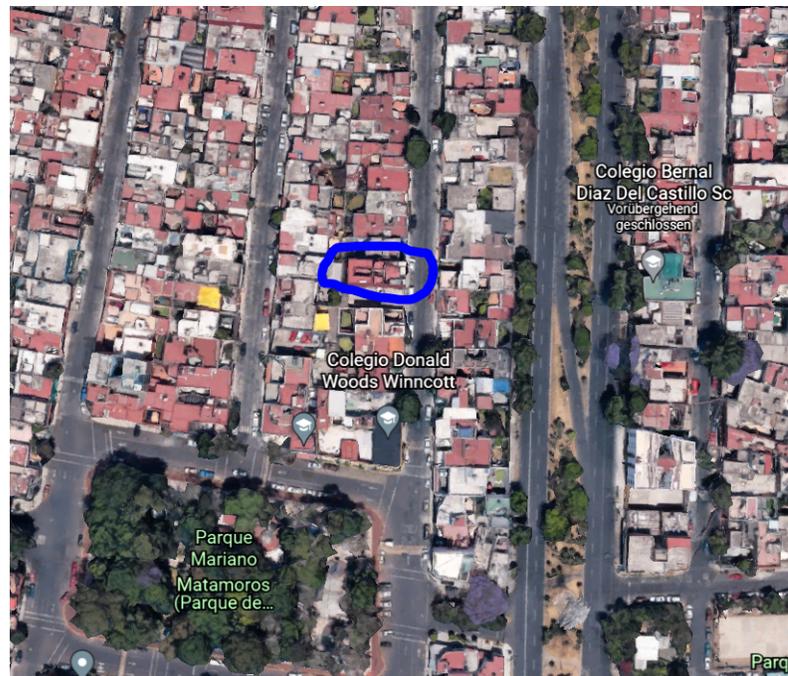


Figura 3.2 Imagen satelital de la residencia (Google Earth, 2021)

### 3.2. Descripción de la problemática

En la actualidad, la creciente problemática de los costos energéticos mundiales, así como, los efectos adversos presentados por el cambio climático han propiciado que los consumidores empiecen a ver a las fuentes de energías renovables y a la generación distribuida Tabla 3.1 como una mejor alternativa de generación eléctrica para satisfacer sus necesidades energéticas. Para el año 2014, las principales fuentes energéticas en México eran el petróleo en un 45%, seguido del gas natural en un 40% y el carbón en un 8%. No obstante para la generación eléctrica, el 57% de la electricidad en México era generada por gas natural, el 12.9% es producido por hidroeléctricas, mientras solo un 3.4% de la energía producida en México venía de fuentes renovables, en esos tiempos se tenía una proyección que para el 2025, el 35% de la electricidad en México proviniera de fuentes renovables (Pérez-Denicia y col., 2017; SENER, 2016).

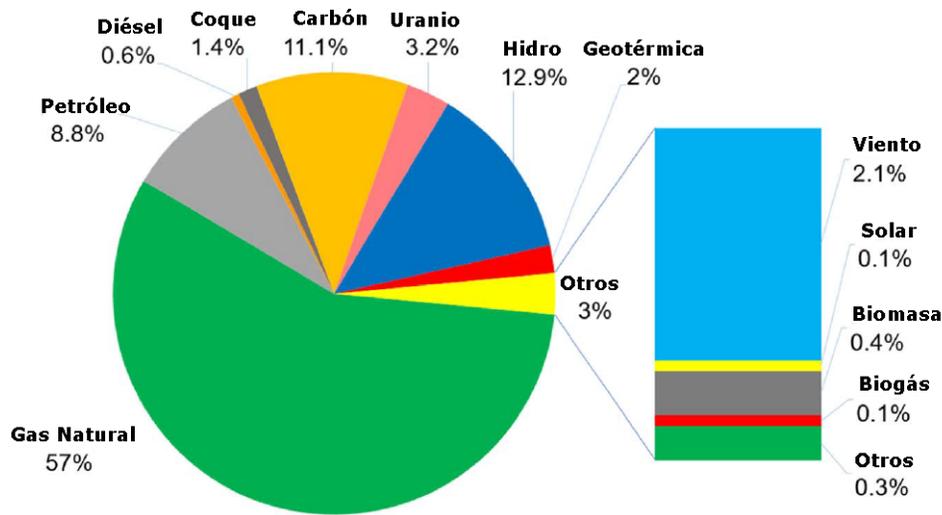


Figura 3.3 Fuentes de generación eléctrica en México (Pérez-Denicia y col., 2017)

Tabla 3.1 Entidades reguladoras energéticas en México

Entidad	SENER	CFE	CRE
Función	Planeación de las políticas energéticas nacionales del sistema eléctrico mexicano	Responsable de la generación de energía y de proveer el servicio eléctrico a través del país además de controlar del sistema eléctrico nacional, así como la transmisión y distribución de la energía eléctrica	Cuerpo descentralizado de la SENER con autonomía técnica y operacional, encargada de regular a la industria de gas y electricidad en México, dando permisos para generación, venta y distribución (Pérez-Denicia, 2017).

Para el año 2020 si bien no se apunta a tener esa capacidad de generación del 35% para dentro de 5 años, sí se consiguió reducir en un 48% la generación de electricidad con carbón, siendo superados en reducción solamente por países como Reino Unido, Francia e Italia. Además la contribución de energías renovables aumentó hasta el 10%, no obstante en términos de dependencia de gas natural y petróleo sea la cuarta más grande entre el G20, teniendo una reducción de generación del 5% comparado con el 2015 (Global Electricity Review, 2021).

México está compuesto principalmente de cadenas montañosas, mesetas y valles, el resto corresponde a planicies costeras extendidas a lo largo de

9,330 km. Esto ocasiona que el país tenga una gran diversidad de climas, desde los climas húmedos cálidos, los climas semihúmedos cálidos, climas templados, hasta los climas secos. La temperatura promedio del país es de 24 °C, teniendo las temperaturas más altas en el norte del país, que pueden alcanzar los 43 °C, y los climas más fríos en las cadenas montañosas y en la misma parte norte del país con temperaturas de 0 °C (Peña-Gallardo y col., 2020; INEGI, 2019). A nivel mundial las bandas de radiación solar más favorables se concentran entre las latitudes 15°N y 35°N, y las latitudes 15°S y 35°S, esto implica que México se encuentra totalmente contenido entre las latitudes 15°N y 35°N con niveles de radiación solar de 5.35 kWh/m<sup>2</sup>. Esto propicia que México tenga un potencial probado de generación de energía solar de 16,351 GWh/año (INERE, 2016). Para el año 2015 (Figura 3.3), México generaba 62 GWh/año, de estos, la iniciativa privada generaba 49 GWh/año mientras que CFE solamente 13 GWh/año. De toda esa generación, el 52% se producía en el estado de Baja California Sur, concentrando un 61% de la capacidad total instalada del país. Otros estados que sobresalen son Aguascalientes, Baja California, Durango, Guanajuato y Sonora; en estos seis estados se tiene niveles de insolación solar mayores a 6 kWh/m<sup>2</sup>año, y concentran una capacidad instalada de 65.2 MW.

La CRE concede nueve tipos de permisos para que los individuos puedan generar electricidad, de estos nueve, dos son para la generación solar, que son por auto-abastecimiento y por pequeña generación. El primer tipo de permiso está diseñado para que el propietario puede abastecer solamente sus necesidades energéticas, el segundo permiso de pequeña generación es exclusiva para la venta a la CFE (CRE, 2016).

### **3.3. Caso de estudio**

La residencia en estudio como ya se mencionó anteriormente cuenta con seis departamentos más las áreas comunes distribuidos en cuatro pisos. Siendo la planta baja únicamente zona de estacionamientos, los tres pisos de arriba de departamentos, dos por cada piso, y el último piso es únicamente dedicado a una zona común de lavado. La energía eléctrica se mide del sistema en la planta baja. Se cuenta con siete medidores digitales proveídos por la CFE (añadir tabla de las características de los medidores/consumo), uno para cada departamento y uno de área comunes que incluyen la iluminación de la planta

baja, de entrepisos, del área de lavado y la iluminación exterior, así como la bomba de agua. Como se observa en la Figura 3.4 se tiene de protección un tablero de pastillas y fusibles que ayudan a proteger los equipos de los hogares contra fallas eléctricas.



Figura 3.4 Acometida y medidores de la residencia

Existen tres tipos básicos de luminarias en el edificio, la luminaria de planta baja que son cinco focos automatizados de 15W que prenden a una hora definida en la tarde y se mantienen prendidos toda la noche hasta el amanecer (Figura 3.5 a), la luminaria de entrepiso, que son cinco focos de 18W y 750lm que tienen un sensor de movimiento y de intensidad lumínica y que solo se activan en la noche y cuando se detecta movimiento, cuatro de estos se ubican en cada piso, mientras que otro se localiza en la área de lavado (Figura 3.5 b), y finalmente una luminaria exterior que alumbraba la entrada principal de la calle (Figura 3.5 c).



a. Tipo de luminaria en la planta baja de 15W marca Steren  
b. Tipo de luminaria de entepiso de 18W automática marca Steren

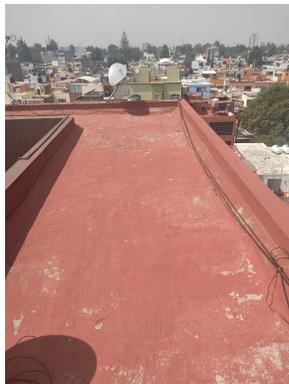


c. Tipo de luminaria externa de 30W

Figura 3.5 Tipo de luminaria en el edificio con sus características técnicas

Un elemento importante con el que cuenta el edificio es una bomba de agua marca SIEMENS, cuyas características se enuncian en la que es un motor monofásico de CA de 1 CP (Caballo de potencia) con una velocidad de rotor de 3,535 rpm (Tabla 3.2), esta bomba proporciona de agua a todos los departamentos y al área de lavado elevando el agua de la cisterna en la parte inferior del edificio a los tinacos en la azotea del edificio, cuyas especificaciones eléctricas se encuentran en la Tabla 4.2. El edificio cuenta con un tanque de gas de 1,600 litros con una válvula de acción manual para una presión de trabajo de 28 kg/cm<sup>2</sup> y una válvula automática de no

retroceso, sencilla con un ajuste de apertura de  $17.58 \text{ kg/cm}^2$ . Además de su regulador y su medidor propio. Junto al tanque de gas se encuentra una sección de la azotea donde se planea instalar el/los motores Stirling solares con concentrador solar. Esta área como se observa en la Figura 3.6, se conforma de tres secciones, la primera de 8.5 m de largo por 2.4 m de ancho, la segunda sección que es la más pequeña tiene 3 m por 1.75 m de ancho, además de que en esta sección se encuentran instalaciones de antenas, lo que reduce el espacio útil de esta sección. Por último, la tercera sección tiene el mismo dimensionamiento que la primera sección, sin embargo el tanque de gas disminuye el área útil a unos 4 m de largo y los mismos 2.4 m de ancho. Además cabe mencionar que no se cuenta con un acceso directo a esta zona, por lo que solamente se puede alcanzar con el uso de una escalera.



a. Sección 1: 8.5m de largo por 2.4m de ancho



b. Sección 2: 3m de largo por 1.75m de ancho



c. Sección 3: 4m de largo por 2.4m de ancho

Figura 3.6 Propuesta de área para la instalación

Tabla 3.2 Características técnicas de la bomba

Bomba de agua	Tipo de corriente	Número de fases	Velocidad del rotor [rpm]	Potencia [Caballo de potencia]
	Corriente Alterna	Monofásico	3,535	1

Por parte del consumo residencia se decidió tomar como valor representativo el consumo del departamento 5 que es de 202kWh, y que es un consumo intermedio entre el rango de consumos que se muestran en el edificio (198kWh-210kWh). Dentro de este departamento se cuentan con nueve focos de iluminación general tipo LED, así como siete focos de lámparas de tipo variado. Se cuenta con un refrigerador de 19 pies de altura marca MABE, tres televisores de diferentes pulgadas marca SONY, un microondas marca SAMSUNG, una lavadora de tambor marca LG, un estéreo marca SONY, y una computadora portátil marca DELL, las especificaciones eléctricas de estos equipos se describe en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3 Características de consumo eléctrico de los componentes

Componente	Potencia eléctrica (W)	Consumo eléctrico (kWh)
Foco LED MR16 GU5.3 Philips	4.5	3.033
Foco SICA	5	0.003
Foco LED Philips	20	0.3
Refrigerador MABE	120	2.4
Microondas Samsung MG04J5133AT	1600	0.666
Televisor SONY KDL-32EX340	180	0.45
Televisor SONY KDL-40S3000	312	6.2
Televisor SONY KDL-32EX651	186	2.79
Laptop DELL G315	130	1.3
Lavadora LG WT19W5B1	500	2.5
Licuadaora Oester	400	0.166
Foco A19 Philips	8.8	1.32
Foco FOC-150/PIR Steren	8	1
Reflector para piso STEVEZ	20	0.6
Bomba de agua SIEMENS	1,332.14	5
<b>Total</b>	<b>4,986.44</b>	<b>27.43</b>

### 3.4. Metodología

En la Figura 3.7 se presenta el diagrama de flujo en el cual se describe la metodología a usar para la propuesta de diseño del sistema eléctrico aislado por medio de motores Stirling solares.

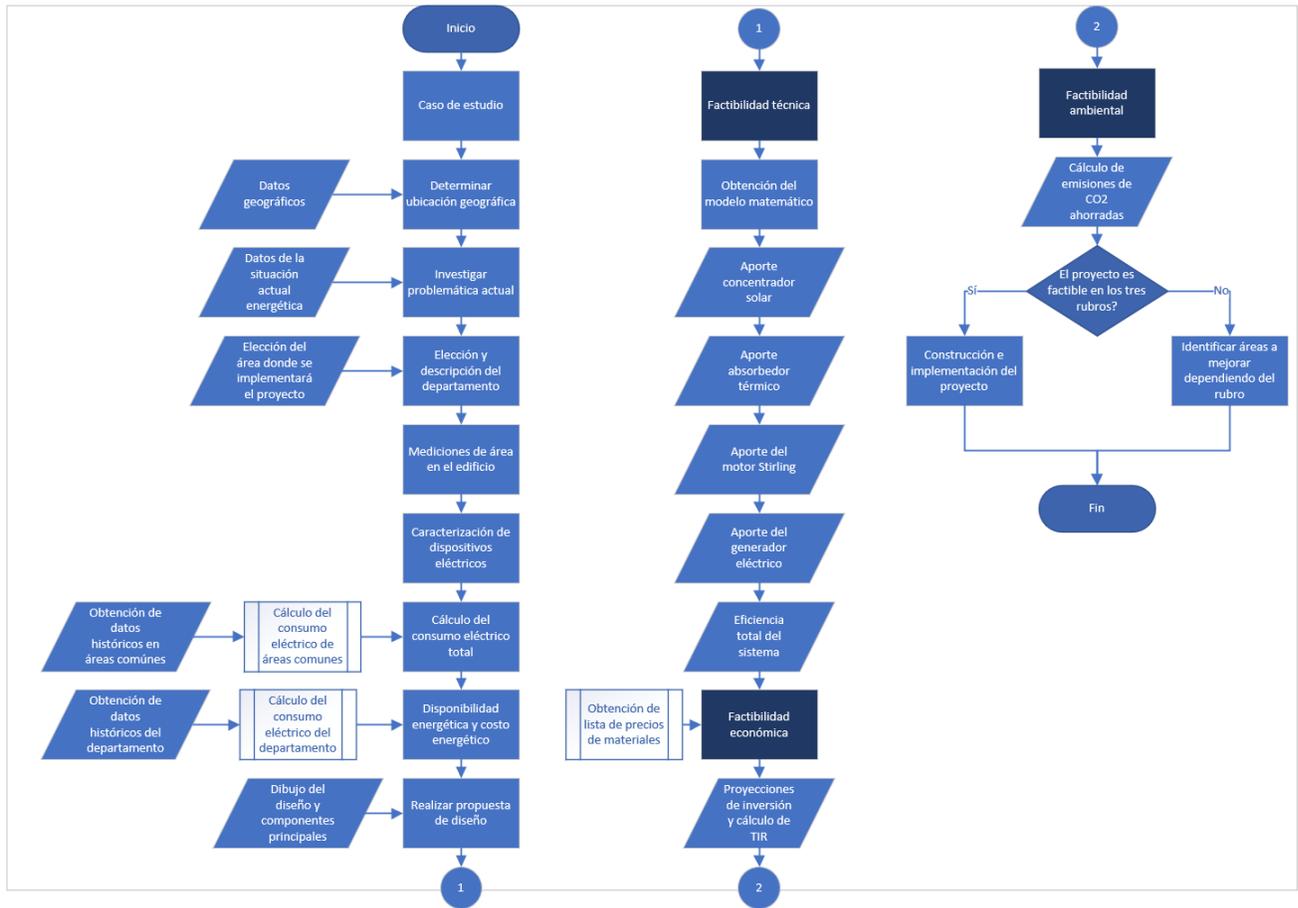


Figura 3.7 Diagrama de la metodología a usar para la realización del proyecto

**Esta página se dejó en blanco intencionalmente**

## Capítulo 4

### Resultados

En la actualidad con el creciente aumento de la demanda y de los precios energéticos, se busca el desarrollar una alternativa para que en diferentes hogares bajo las condiciones climáticas correctas se pueda generar energía propia, disminuyendo así el estrés del Sistema Eléctrico Nacional (SEN) y consecuentemente, disminuyendo la demanda energética de energías tradicionales que resultan ser tan perjudiciales para el medio ambiente.

Se busca desarrollar una propuesta de diseño de un motor Stirling solar con concentrador solar (MSSCS), con el fin de determinar que tanta demanda eléctrica son capaces de proporcionar en un edificio residencial. Además de realizar una valoración económica y ambiental, se pretende calcular el ahorro de emisiones de  $CO_2$  de dicha propuesta de diseño, y contrastarlos con el uso de energías tradicionales. Dependiendo de la valoración técnica de la generación eléctrica, de la valoración económica y de la valoración ambiental, se concluirá qué tan factible es el proyecto. Además, se puede obtener a partir de qué valores de generación eléctrica, el sistema es económica viable, pudiendo obtener una sustitución directa del consumo eléctrico tanto residencial como del edificio. Lo cual significaría un ahorro en términos bimestrales en el recibo de luz, o bien, cuánto en porcentaje es lo que el sistema puede sustituir, cuáles son los equipos del edificio o de la residencia que el diseño es capaz de alimentar y cuánto representa esto en términos económicos.

De tener una valoración general negativa se podrá concluir que el sistema debe ser rediseñado, o que la tecnología actual no permite aún la

implementación de estos diseños para lograr una generación distribuida masiva en el mercado. En caso contrario, si se tiene una valoración positiva se puede proceder a instalar un diseño piloto para observar su rendimiento real, con miras a una posible industrialización y masificación del diseño.

#### 4.1. Mediciones iniciales en el caso de estudio

El primer paso para crear una propuesta de diseño es obtener los consumos iniciales que se tienen tanto en la residencia prueba, como en las áreas generales del edificio. Además se calculó la demanda energética ejercida por los equipos eléctricos individualmente. El cálculo de la demanda energética se puede obtener mediante la expresión.

$$P = V \times I \times f.p. \quad (4.1)$$

Donde:

- P: Potencia eléctrica del equipo (W)
- V: Voltaje nominal del equipo (V)
- I: Corriente nominal del equipo (A)
- f.p.: El factor de potencia del equipo

En el último periodo bimestral Tabla 4.1 se tuvo un consumo por parte de los medidores de la CFE de 202 kWh en la residencia prueba, en esta residencia prueba se cuenta con la Tarifa 1, es decir, una tarifa residencial, y en esta ocasión se tuvo un cobro por parte de la CFE de \$215 MXN. Por otro lado, en las áreas comunes se tuvo un consumo de 154 kWh, para las áreas comunes se cuenta con la Tarifa PDBT, antes conocida como Tarifa 2, y es la tarifa de pequeña demanda que cubre hasta una demanda de 25 kW, para el último periodo bimestral se tuvo un cobro por parte de la CFE de \$734 MXN.

En general para la residencia y para las áreas comunes se cuentan con el historial de consumo bimestral de dos años, que comprenden los periodos del 4 de diciembre del 2019 al 8 de diciembre del 2021, estos datos se encuentran en la Tabla 4.1 para el consumo bimestral residencial y en la Tabla 4.2 para el consumo bimestral en áreas comunes.

Tabla 4.1 Historial del consumo bimestral en la residencia

Periodo bimestral	Consumo (kWh)	Importe (MXN)	kWh/día	kWh/mes
1er 2020 (diciembre-enero)	241	\$244	8.03	120.5
2do 2020 (enero-marzo)	289	\$322	9.63	144.5
3er 2020 (marzo-junio)	336	\$492	14.2	168
4to 2020 (junio-agosto)	212	\$220	7.06	106
5to 2020 (agosto-octubre)	203	\$210	6.76	101.5
6to 2020 (octubre-diciembre)	206	\$215	6.98	103
1er 2021 (diciembre-febrero)	241	\$258	8.03	120.5
2do 2021 (febrero-abril)	240	\$258	8	120
3er 2021 (abril-junio)	200	\$211	6.66	100
4to 2021 (junio-agosto)	185	\$193	6.16	92.5
5to 2021 (agosto-octubre)	202	\$215	6.73	101
6to 2021 (octubre-diciembre)	213	\$230	87.1	106.5

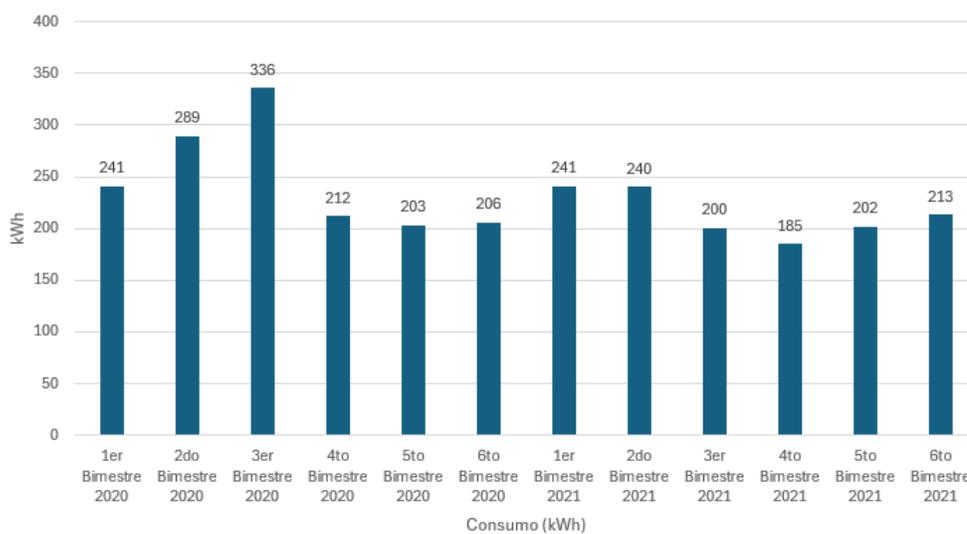


Figura 4.1 Gráfica del consumo eléctrico instantáneo residencial

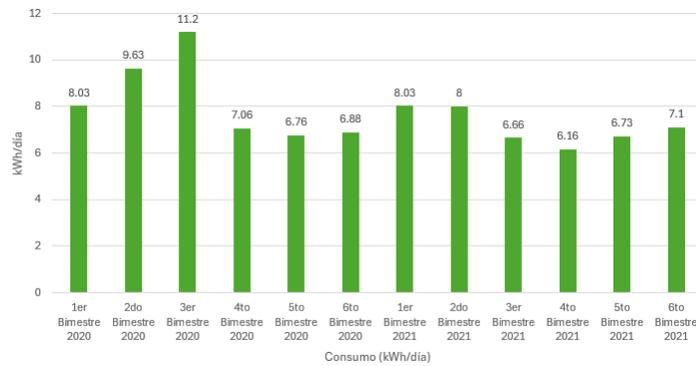


Figura 4.2 Gráfica del consumo eléctrico diario residencial

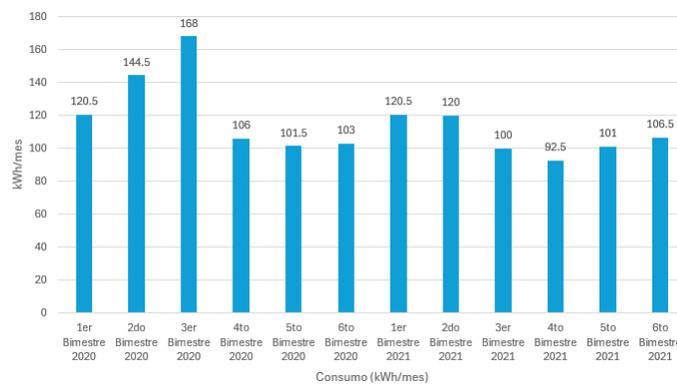


Figura 4.3 Gráfica del consumo eléctrico mensual residencial

Tabla 4.2 Historial del consumo bimestral en las área comunes

Periodo bimestral	Consumo (kWh)	Importe (MXN)	kWh/día	kWh/mes
1er 2020 (diciembre-enero)	165	\$774	5.5	82.5
2do 2020 (enero-marzo)	165	\$774	5.5	82.5
3er 2020 (marzo-junio)	187	\$855	6.23	93.5
4to 2020 (junio-agosto)	177	\$798	5.9	88.5
5to 2020 (agosto-octubre)	198	\$854	6.6	99
6to 2020 (octubre-diciembre)	155	\$699	5.16	77.5
1er 2021 (diciembre-febrero)	145	\$679	4.83	72.5
2do 2021 (febrero-abril)	158	\$730	5.26	79
3er 2021 (abril-junio)	146	\$703	4.86	73
4to 2021 (junio-agosto)	140	\$691	4.66	70
5to 2021 (agosto-octubre)	154	\$734	5.13	77
6to 2021 (octubre-diciembre)	144	\$698	4.8	72

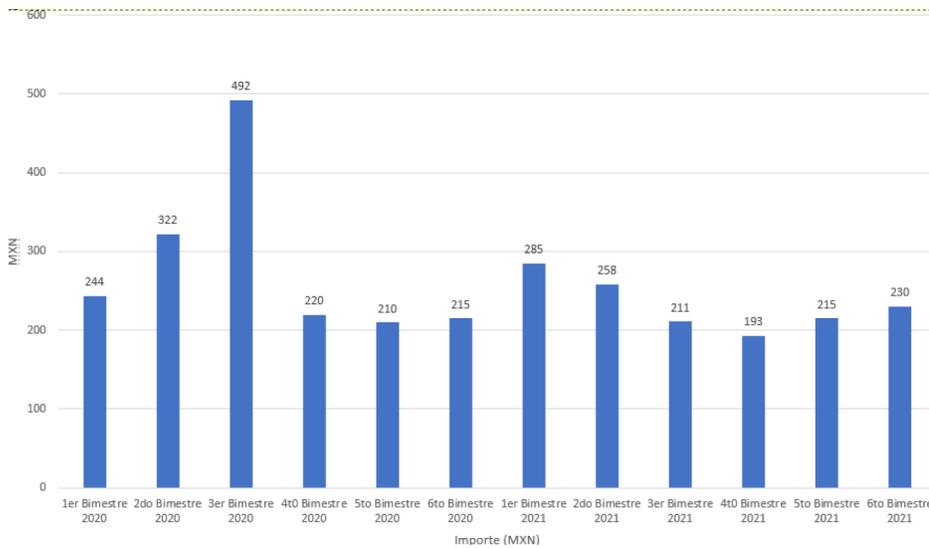


Figura 4.4 Gráfica del importe bimestrales residencial

En la Figura 4.1, Figura 4.2, Figura 4.4, Figura 4.8, Figura 4.6 y la Figura 4.7 se puede observar las variaciones a lo largo de dos años tanto del consumo eléctrico en (kWh) como de los precios de la energía en periodos bimestrales tanto en la residencia en estudio como en las áreas comunes del edificio.

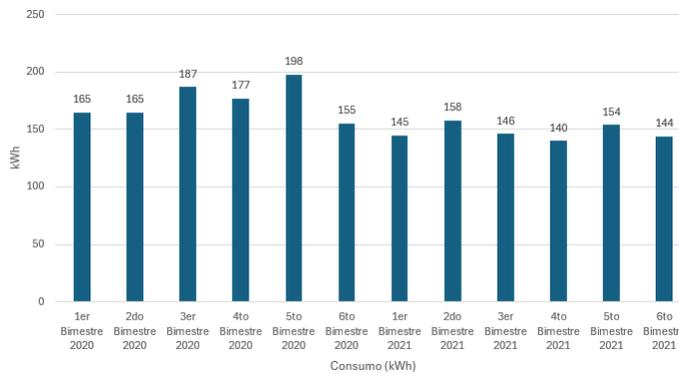


Figura 4.5 Gráfica del consumo eléctrico instantáneo en áreas comunes

En estos dos años por parte de la residencia se tuvo un consumo eléctrico promedio de:

$$kWh_{prom} = \frac{\sum kWh_{bim}}{12} = 230.66 kWh \tag{4.2}$$

Y en el mismo periodo se tiene en la residencia un importe promedio de:

$$Importe_{prom} = \frac{\sum Importe_{bim}}{12} = \$255.66 MXN \tag{4.3}$$

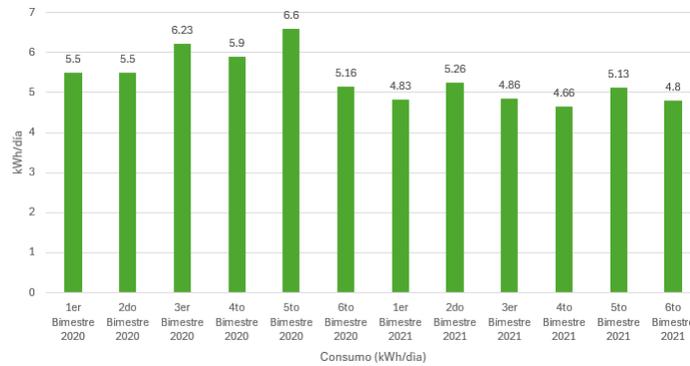


Figura 4.6 Gráfica del consumo eléctrico diario en áreas comunes

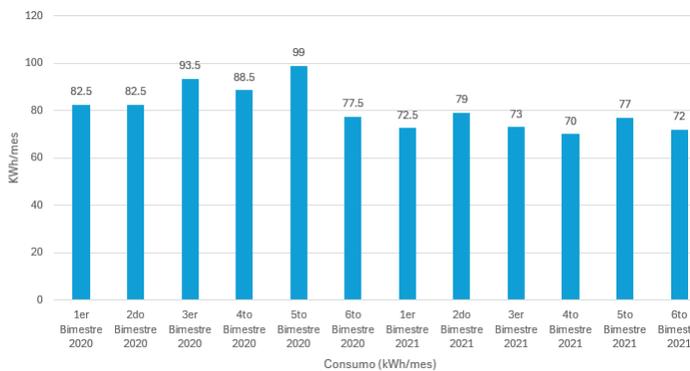


Figura 4.7 Gráfica del consumo eléctrico mensual en áreas comunes

Estos consumos se deben a diferentes aparatos eléctricos que se encuentran en ambas áreas (residencial y común). Por lo que, su demanda energética diaria se encuentran en la Tabla 4.3 para los equipos eléctricos residenciales.

Por su parte en las áreas comunes del edificio se tiene un consumo eléctrico promedio de:

$$kWh_{prom} = \frac{\sum kWh_{bim}}{12} = 161.16kWh \tag{4.4}$$

Y en el mismo periodo de tiempo se tiene en la residencia un importe promedio de:

$$Importe_{prom} = \frac{\sum Importe_{bim}}{12} = \$749MXN \tag{4.5}$$

En la Tabla 4.3 y Tabla 4.4 se concentran los resultados de estos promedios.

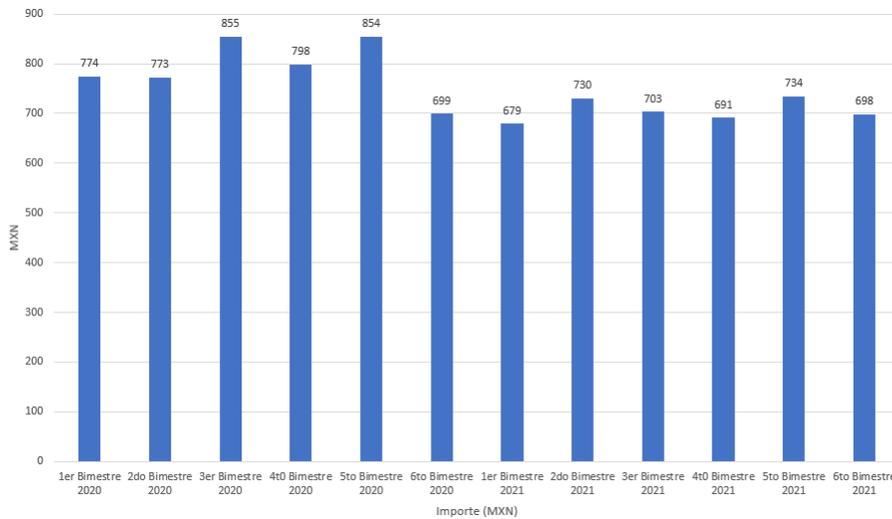


Figura 4.8 Gráfica de los importes bimestrales en áreas comunes

Tabla 4.3 Estadísticas de consumo

Tipo	Consumo promedio (kWh)	Mediana de consumo (kWh)	Consumo máximo (kWh)	Consumo mínimo (kWh)
Residencial	230.66	212	336	185
Área común	161.16	156.5	198	140

Tabla 4.4 Estadísticas de importe

Tipo	Importe promedio (Mxn)	Mediana de importe (Mxn)	Importe máximo (Mxn)	Importe mínimo (Mxn)
Residencial	\$255.66	\$220	\$492	\$193
Área común	\$749	\$732	\$855	\$679

Tabla 4.5 Características eléctricas de los equipos eléctricos en la residencia

Cantidad	Equipo	Voltaje (V)	Corriente (A)	F.P.*	Potencia (W)	Uso bimestral en horas (h)
9	Foco LED MR16 GU5.3 Philips	127	58.08m	0.61	4.5	≈ 180
1	Foco SICA	127	64.54m	0.61	5	≈ 16
2	Foco LED Philips	127	1.29	0.61	20	≈ 180
1	Refrigerador MABE	127	0.96	0.98	120	≈ 480
1	Microondas Samsung MG04J5133AT	120	14.81	0.9	1600	≈ 10
1	Televisor SONY KDL-32EX340	127	0.451	0.96	180	≈ 60
1	Televisor SONY KDL-40S3000	127	1.43	0.99	312	≈ 480
1	Televisor SONY KDL-32EX651	127	0.588	0.99	186	360
1	Laptop DELL G315	127	1.8	0.56	130	≈ 240
1	Lavadora LG WT19W5B1	120	4.166	1	500	≈ 120
1	Licuada Oester	127	3.66	0.84	400	≈ 10
	<b>Total</b>	-	29.27	-	3,457.5	≈ 2,136

*\*El factor de potencia para el cobro de la Tarifa 1 no se factura*

Tabla 4.6 Características eléctricas de los equipos eléctricos en áreas comunes

Cantidad	Equipo	Voltaje (V)	Corriente (A)	F.P.	Potencia (W)	Uso bimestral en horas (h)
5	Foco A19 Philips	127	113.59m	0.61	8.8	≈ 720
5	Foco FOC-150/PIR Steren	127	103.26m	0.61	8	≈ 60
1	Reflector para piso STEVEZ	127	258.16m	0.61	20	≈ 720
1	Bomba de agua SIEMENS	127	12.33	0.85	1,332.14	≈ 90
	<b>Total</b>	-	12.804	-	1,368.94	≈ 1,590

## 4.2. Factibilidad técnica

### 4.2.1. Disponibilidad energética

Para este proyecto es importante conocer la disponibilidad energética solar. Para saber cuanta irradiación solar se cuenta en la residencia en estudio se obtuvieron datos del Centro de Datos de Ciencia Atmosférica de la NASA (NASA, 2021) para las coordenadas 19°23'12.9"latitud Norte 99°07'48.0"longitud Oeste. Los datos se encuentran contenidos en la Tabla 4.7.

Los parámetros presentados en la Tabla 4.7 corresponden a lo siguiente:

- T2M: Temperatura a 2 metros de altura de la superficie (°C)
- NUB: Acumulación de nubes en el cielo (%)
- DIREC: Irradiación de onda corta directa sobre toda la superficie del cielo (kWh/m<sup>2</sup> \* día)
- DIFF: Irradiación de onda corta difusa sobre toda la superficie del cielo (kWh/m<sup>2</sup> \* da)
- IS\_HOR: Irradiación solar para una superficie en perfil horizontal al ecuador (kWh/m<sup>2</sup> \* da)

- $IS_{\beta} = -15$ : Irradiación solar para una superficie en perfil longitudinal al ecuador con una inclinación de  $-15^{\circ}$  ( $\text{kWh}/\text{m}^2 * \text{da}$ )
- $IS_{\text{LAT}}$ : Irradiación solar para una superficie en perfil longitudinal al ecuador ( $\text{kWh}/\text{m}^2 * \text{da}$ )
- $IS_{\beta} = 15$ : Irradiación solar para una superficie en perfil longitudinal al ecuador con una inclinación de  $15^{\circ}$  ( $\text{kWh}/\text{m}^2 * \text{da}$ )
- $IS_{\text{VER}}$ : Irradiación solar de una superficie en perfil vertical al ecuador ( $\text{kWh}/\text{m}^2 * \text{da}$ )
- $IS_{\text{OPT}}$ : Irradiación solar óptima ( $\text{kWh}/\text{m}^2 * \text{da}$ )
- $IS_{\text{ANG}}$ : Ángulo óptimo de irradiación solar (Grados)
- $IS_{\text{ORT}}$ : Orientación óptima de irradiación solar en una superficie inclinada (Orientación N/S)

Tabla 4.7 Diferentes parámetros climatológicos y solares en la área geográfica (Enero 2019 - Diciembre 2019) (NASA, 2021)

Parámetro	MES												ANNU
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	
T2M	10.24	11.94	13.93	16.04	16.98	16.04	14.81	14.58	13.95	12.89	11.55	10.69	13.64
NUB	39.14	36.10	37.23	46.42	56.15	70.96	75.01	73.87	75.74	59.97	43.20	36.62	54.28
DIREC	4.97	5.78	6.48	6.57	6.30	5.78	5.65	5.62	5.04	5.05	5.00	4.86	5.59
DIFF	1.53	1.65	1.89	2.18	2.46	2.60	2.71	2.67	2.52	2.06	1.57	1.44	2.11
$IS_{\text{HOR}}$	4.79	5.73	6.41	6.46	6.15	5.76	5.62	5.51	4.98	5.01	4.96	4.70	5.51
$IS_{\beta} = -15$	5.03	5.95	6.53	6.48	6.11	5.69	5.57	5.50	5.02	5.13	5.20	4.97	5.60
$IS_{\text{LAT}}$	5.67	6.47	6.73	6.34	5.78	5.29	5.22	5.30	5.00	5.38	5.80	5.67	5.72
$IS_{\beta} = 15$	5.99	6.63	6.56	5.87	5.16	4.68	4.67	4.86	4.76	5.35	6.08	6.05	5.55
$IS_{\text{VER}}$	4.32	4.18	3.22	2.07	1.63	1.71	1.75	1.85	2.26	3.09	4.27	4.54	2.91
$IS_{\text{OPT}}$	6.02	6.63	6.73	6.48	6.15	5.76	5.62	5.51	5.04	5.40	6.09	6.12	5.96
$IS_{\text{ANG}}$	41.00	33.50	20.00	5.50	0.00	0.00	0.00	0.50	11.00	25.50	39.50	43.50	18.34
$IS_{\text{ORT}}$	S	S	S	S	N	N	N	S	S	S	S	S	-

Con estos parámetros se puede obtener la cantidad de irradiación solar directa y difusa que el MSSCS puede recibir. Asimismo, como las estimaciones de la cantidad de tiempo que puede estar activado en promedio en un mes basado en la acumulación de nubes. También, la dirección (Norte o Sur) del concentrador solar a lo largo del año con su respectivo ángulo óptimo, o bien, colocar el concentrador solar en una dirección Sur a  $18.34^{\circ}$

con respecto al ecuador para de esta forma, obtener el ángulo óptimo anual sin tener que estar ajustando mensualmente el concentrador solar. No obstante, se recomienda el uso de un sistema de control de tipo seguidor solar formado por mecanismos mecánicos, un motor de corriente alterna para el funcionamiento de los mecanismos mecánicos, y que puede ser alimentado directamente de la salida del sistema.

#### 4.2.2. Propuesta de diseño

Para el diseño se propone un sistema constituido por un concentrador solar parabólico en forma de disco de 5 m de diámetro, compuesto de 10 espejos hechos de resina de fibra de vidrio acoplados entre sí para formar una superficie continua, este tipo de material puede llegar a concentrar en el absorbedor una temperatura cercana a los 400°C. La orientación del concentrador solar puede variar para así obtener una concentración de energía solar más óptima a lo largo del día, esto logrado a través de un sistema de control tipo seguidor solar de dos ejes; el circuito electrónico de dicho sistema se puede observar en la Figura 4.9. El sistema se compone también de un absorbedor en forma de tubería de cobre de bajo calibre con un recubrimiento selectivo y en este caso pintado con pintura negra mate para facilitar la absorción de radiación y recubierto con aislante térmico. En este caso, se elige el material de vidrio para la cara no incidente solar, de tal manera que, el extremo cercano al motor Stirling esté en contacto con el fluido de trabajo del motor. Por otra parte, se propone el diseño de un motor Stirling tipo beta de un pistón con transmisión cinética tipo romboidal usado por Yunus y col. (2016) con los siguientes parámetros:

- $T_A = 673K$
  
- $T_B = 310K$
  
- $N = 280rpm.$

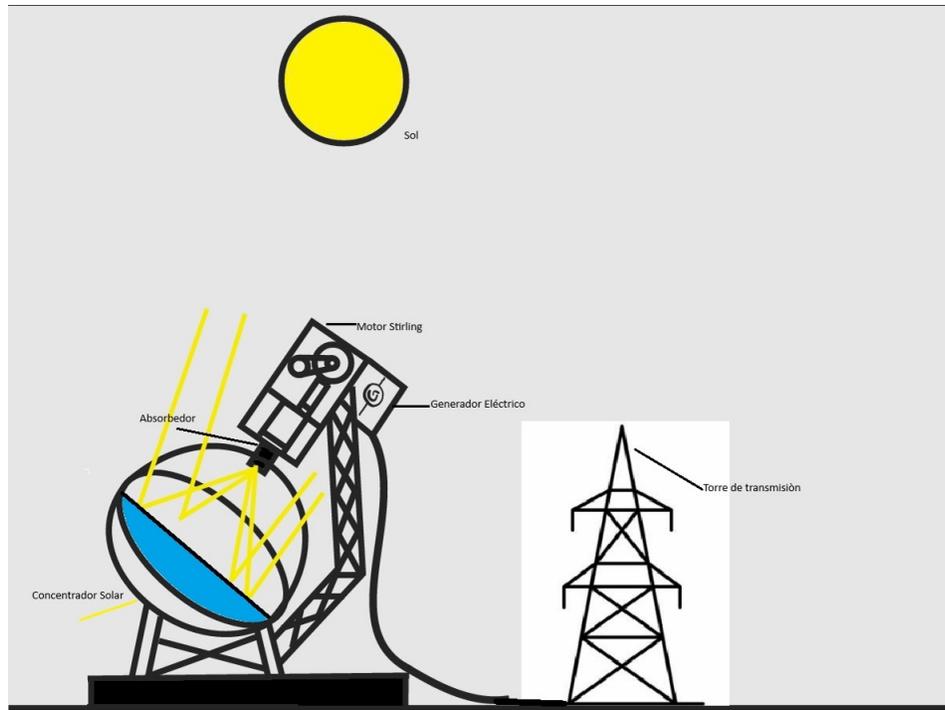


Figura 4.9 Diseño propuesto

Usando hidrógeno presurizado a 10 bares como fluido de trabajo. Finalmente a la salida del motor Stirling se cuenta con un alternador de la marca Westinghouse que transforma la energía mecánica en energía eléctrica a 120/240V y 30A a 60Hz. Por lo general, estos alternadores trabajan con eficiencias de un 80% a un 87%.

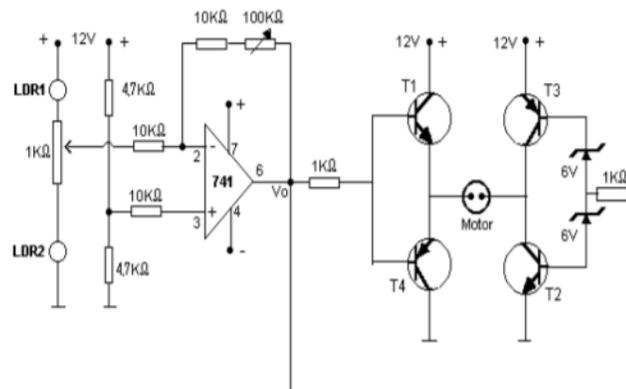


Figura 4.10 Circuito del sistema seguidor solar (Gómez y col., 2013)



**1er paso:** Localizar la distancia del punto focal ( $f$ ) el cual se calcula como:

$$f = \frac{D_c}{4 \tan\left(\frac{\phi_{bor}}{2}\right)} \quad (4.6)$$

Si el diámetro del concentrador es de 5 m y el ángulo de borde se definió de 45°, entonces:

$$f = \frac{D_c}{4 \tan\left(\frac{\phi_{bor}}{2}\right)} = \frac{5}{4 \tan\left(\frac{45}{2}\right)} = 3.0177 \text{ m}$$

Asimismo, el punto P que es la distancia de la superficie del concentrador al punto focal se calcula como:

$$P = \frac{2f}{1 + \cos(\phi_{bor})} \quad (4.7)$$

$$P = \frac{2 * 3.5355}{1 + \cos(45)}$$

Por lo tanto,  $P = 3.5355$  m. Esto implica que, a esta distancia se tiene que colocar el extremo del absorbedor más cercano al concentrador solar.

Sin embargo, el rayo reflejado del concentrador tiene errores ópticos debido a la estructura del concentrador, al alineamiento, a los sensores de rastreo y al sistema de rastreo entre otros, el rayo de sol reflejado contará con una dispersión, esta dispersión se puede calcular como:

$$\Delta_r = 2P \tan\left(n \frac{\sigma_{Total}}{2}\right) \quad (4.8)$$

El error óptico total se puede calcular mediante las desviaciones estándares de cada elemento del sistema (Tabla 4.8).

- $n$ : Número de días en el año
- $\sigma_{Total}$ : El error óptico total

Tabla 4.8 Tabla de los valores de error del concentrador (Gholamalizadeh y Chung, 2017)

Tipo de error	Error de desviación estándar (mrad)
Estructura o de inclinación	2.50
Sensor de rastreo	2.00
Sistema de rastreo	2.00
Alineación del absorbedor	2.00
Reflectancia especular	0.25
Anchura del Sol	2.80

Por lo que el error total se puede calcular como:

$$\sigma_{Total} = \sqrt{(2\sigma_{incl})^2 + \sigma_{sensor}^2 + \sigma_{sist}^2 + (2\sigma_{refl})^2 + \sigma_{Sol}^2} \quad (4.9)$$

$$\sigma_{Total} = \sqrt{(2(2.5))^2 + 2^2 + 2^2 + (2(0.25))^2 + 2.8^2} = 6.7149 \text{ mrad}$$

Por lo que el error total es de  $\sigma_{Total} = 6.7149$  mrad. Y la dispersión del rayo según la Ecuación 4.9 es de  $\Delta_r = 151.26$  mm. Con esto último se puede calcular el diámetro del absorbedor el cual está definido como:

$$D_a = \frac{\Delta_r}{\cos(\phi_{bor})} \quad (4.10)$$

$$D_a = \frac{1541.26 \text{ mm}}{\cos(45)} = 213.91 \text{ mm}$$

De esto último se obtiene que el diámetro del absorbedor es de 21.4 cm. Sin embargo, lo que se consiguió comercialmente fue una tubería con un diámetro exterior de 13.7 cm, y que cuenta con un espesor de 1.6 cm. Lo que resulta en un diámetro interior de 12.1 cm.

Otro parámetro útil a calcular es la distancia entre el punto P y el punto focal, ya que esto, permite obtener la longitud del absorbedor. Este parámetro se puede calcular como:

$$d_f = \frac{D_a}{D_c} \left( f - \frac{D_c^2}{16f} \right) \quad (4.11)$$

$$d_f = \frac{0.121 \text{ m}}{5 \text{ m}} \left( 3.0177 \text{ m} - \frac{5 \text{ m}^2}{16 * 3.0177 \text{ m}} \right) = 0.0604 \text{ m}$$

Por lo que, la distancia es de 6.04 cm. Por otro lado la razón de concentración se define como:

$$C = \left( \frac{D_c}{D_{ap}} \right)^2 \quad (4.12)$$

$$C = \frac{5m}{(0.0121m)^2} = 1,707.53$$

En este caso el diámetro de apertura del absorbedor es el diámetro interno de la tubería, el cual es de 12.1 cm. Por lo que la razón de concentración es de  $C = 1,707.53$ .

Por último la eficiencia óptica se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\eta_c = \rho_m F_s \Gamma \alpha_a \quad (4.13)$$

Donde:

- $\rho_m$ : la reflectancia de los espejos del concentrador.
- $F_s$ : el factor de empañamiento de los espejos.
- $\Gamma$ : el factor de intercepción solar.
- $\alpha_a$ : el coeficiente de absorción del absorbedor.

$$\eta_c = \rho_m F_s \Gamma \alpha_a = 0.94 * 0.97 * 0.94 * 0.88 = 0.7221$$

Para el caso de la resina de fibra de vidrio, la reflectancia es del 94 %, y por lo general el factor de empañamiento es del 85 % al 88 % dependiendo del clima (Roth y Pettit, 1980). Por otro lado, el factor de intercepción solar puede variar de 0.9 a 0.97 (Harrigan y Stine, 1985), por último para una tubería de acero, el coeficiente de absorción es cercana a 0.9. Usando la Ecuación 4.13 la eficiencia óptica es de  $\eta_c = 0.94 * 0.97 * 0.94 * 0.88 = 0.7221 = 72.21 \%$ . No obstante, la eficiencia se puede aumentar si existe una limpieza rutinaria en los espejos llegando este factor a estar dentro del 0.96 al 0.9915 (Roth y Pettit, 1980), por lo que la eficiencia puede subir a 84.98 %.

**2do Paso:** Estudio térmico del absorbedor. Esto es mediante el cálculo de las pérdidas térmicas por conducción, convección y por radiación. De tal forma que las pérdidas térmicas totales están dadas por:

$$Q_{Total,per} = Q_{condu} + Q_{convec} + Q_{ref} + Q_{emi} \quad (4.14)$$

La energía que recibe el concentrador solar está dada por la siguiente expresión:

$$Q_s = \frac{\pi}{4} D_c^2 G_{bn} \quad (4.15)$$

Donde  $G_{bn}$  es la irradiación directa normal sobre la superficie, de la Tabla 4.8 se tiene que la irradiación anual en la zona del estudio de caso es de  $5.59 \text{ kWh/m}^2$  por día, o lo que es equivalente a  $2,040.35 \text{ kWh/m}^2$  convirtiendo unidades y dividiendo entre 8,760 que son las horas en un año, da como resultado que  $G_{bn} = 232.91 \text{ W/m}^2$ .

$$Q_s = \frac{\pi}{4} 5m^2 * 232.91 \text{ W/m}^2 = 4,573.1771 \text{ W}$$

Por lo tanto de la Ecuación 4.15 la energía recibida por el concentrador es  $Q_s = 4,573.1771 \text{ W}$ .

No obstante, la energía se pierde en el concentrador debido a la reflectancia del material y del factor de intercepción solar, por lo tanto la energía recibida por el absorbedor es:

$$Q_c = \rho_m \Gamma G_{bn} \frac{\pi}{4} D_c^2 \quad (4.16)$$

$$Q_c = 0.94 * 0.97 * 4,573.1771 \text{ W} \frac{\pi}{4} 5m^2 = 4,169.8229 \text{ W}$$

Por lo que energía en la entrada del absorbedor es de  $4,169.8229 \text{ W}$ . Esto implica que la energía útil en el motor está expresada por la Ecuación 4.17.

$$Q_{util} = Q_c - Q_{Total,per} \quad (4.17)$$

La primera pérdida a modelar son las pérdidas por conducción, éstas están dadas por:

$$Q_{condu} = \frac{T_{ap} - T_{amb}}{\ln\left[\left(\frac{D_{cav}}{2} + \delta_{aisl}\right) / \left(\frac{D_{ap}}{2}\right)\right] / (2\pi k_{aisl} L_a)} \quad (4.18)$$

Donde:

- $\delta_{aisl}$ : el espesor del aislante.
- $k_{aisl}$ : la conductividad térmica del aislante.

Por lo tanto y tomando como la temperatura dentro de la cavidad como  $673 \text{ K}$  y la temperatura ambiente promedio de la Ciudad de México como  $289 \text{ K}$  y la conductividad térmica del vidrio como  $1 \text{ W/K}$ , las pérdidas por conducción serán:

$$Q_{condu} = \frac{673 - 289}{\ln\left[\left(\frac{12.1cm}{2} + 1.6cm\right) / \frac{12.1cm}{2}\right] / (2\pi * 1 * 6.85cm)} = 704.3458W$$

Las pérdidas por radiación se pueden clasificar en dos:

- Pérdidas por emisión
- Pérdidas por reflexión

Estas se deben a la apertura del absorbedor y a las paredes del absorbedor respectivamente. Las primeras pérdidas se pueden calcular mediante la expresión:

$$Q_{emi} = \sigma \epsilon_a A_a (T_{cav}^4 - T_{amb}^4) \quad (4.19)$$

Donde:

- $\sigma$ : la constante de Stefan-Boltzmann
- $\epsilon_a$ : la emisividad del absorbedor
- $A_a$ : el área de la apertura del absorbedor

$$Q_{emi} = 5.67e^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} * 0.201 * 0.22m^2 (673K^4 - 289K^4)$$

Por lo que las pérdidas por emisión son iguales a 49.6934 W. A su vez, las pérdidas por reflexión están dadas por:

$$Q_{ref} = Q_c \left(1 - \frac{\alpha_a}{\alpha_a + (1 - \alpha_a) \frac{A_a}{A_{cav}}}\right) \quad (4.20)$$

$$Q_{ref} = 4,169.8229W \left(1 - \frac{0.9}{0.9 + (1 - 0.9) \frac{0.022m^2}{0.017m^2}}\right)$$

Entonces las pérdidas por reflexión son iguales a 519.8913 W. Por último se tienen las pérdidas por convección la cual se expresa como:

$$Q_{convec} = h_{Total} A_{cav} (T_{cav} - T_{amb}) \quad (4.21)$$

Donde  $h_{Total}$  es la convectividad total producida por la suma de la convectividad natural y la convectividad forzada, la cual, es ocasionada por el viento. La última puede ser modelada como:

$$h_{conv,viento} = 0.1967 * v^{1.849} \quad (4.22)$$

Donde v: la velocidad promedio del viento. En este caso la velocidad es de 3.6011 m/s (Windfinder, 2022).

$$h_{conv,viento} = 0.1967 * 3.6011 \frac{m}{s}^{1.849}$$

Por lo que la convectividad forzada es igual a 2.102 W/m<sup>2</sup>K. Así mismo la convectividad natural es algo que dependerá del día y la hora en estudio, por lo que una buena aproximación a ésta es mediante el cálculo del número de Nusselt, el cual se expresa como:

$$Nu = 0.088G_r^{1/3} * \left(\frac{T_{cav}}{T_{amb}}\right)^{0.18} * (\cos\theta)^{2.47} * \left(\frac{D_{ap}}{D_{cav}}\right)^{-0.982*(D_{ap}/D_{cav}+1.12)} \quad (4.23)$$

Donde:

- $\theta$ : es el ángulo incidente del absorbedor.
- $G_r$ : es el número de Grashof.

Por diseño el ángulo incidente del absorbedor ( $\theta$ ) será de 45° para así mantener ortogonalidad entre el absorbedor y el concentrador solar, mientras que el número de Grashof esta definido como:

$$G_r = \frac{g\beta(T_{cav} - T_{amb})d_f^3}{\nu^2} \quad (4.24)$$

Donde:

- g: la constante de aceleración gravitacional de la Tierra 9.81 m/s<sup>2</sup>.
- $\beta$ : el coeficiente de expansión térmica, para gases ideales se puede aproximar a 1/T<sub>amb</sub>.
- $\nu$ : la viscosidad cinemática del aire 1.48x10<sup>-5</sup>m<sup>2</sup>/s.

$$G_r = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} * 0.0034 \frac{1}{K} (673K - 289K) 0.0604m^3}{1.49e^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

Con estos datos el número de Grashof da como resultado 190.69.

$$Nu = 0.088 * 190.69^{1/3} * \left(\frac{673K}{289K}\right)^{0.18} * (\cos(45))^{2.47} * \left(\frac{12.1cm}{14.7cm}\right)^{-0.982 * ((12.1/14.7) + 1.12)}$$

Por lo que de la Ecuación 4.23 el número de Nusselt da como resultado 0.3632 W/m<sup>2</sup>K.

$$h_{total} = 2.102 \frac{W}{m^2K} + 0.3632 \frac{W}{m^2K} = 2.4659 \frac{W}{m^2K}$$

Si se suman ambas convectividades da como resultado que  $h_{Total} = 2.4659 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

$$Q_{convec} = h_{Total} A_{cav} (T_{cav} - T_{amb}) = 2.4659 \text{ W/m}^2\text{K} * 0.017 \text{ m}^3 * (673K - 289K) = 16.097 \text{ W}$$

Esto implica que por la Ecuación 4.21 las pérdidas por convección son 16.097 W.

Adicionalmente por la Ecuación 4.14 las pérdidas totales son:

$$Q_{Total,per} = 704.3458 + 48.3398 + 519.8913 + 49.6934 = 1,322.2703 \text{ W}$$

Con esto y por medio de la Ecuación 4.17 la energía útil es igual a:

$$Q_{util} = 4,169.8229 \text{ W} - 1,322.2703 \text{ W} = 2,847.5526 \text{ W}$$

Además la eficiencia del absorbedor puede ser calculado por la siguiente expresión:

$$\eta_a = 1 - \frac{Q_{Total,per}}{\eta_c G_{bn} \frac{\pi}{4} D_c^2} \quad (4.25)$$

$$\eta_a = 1 - \frac{1,290.0275 \text{ W}}{0.8498 * 232.91 \frac{W}{m^2} \frac{\pi}{4} 5m^2}$$

La eficiencia del absorbedor con una eficiencia del concentrador del 66.80 % es decir, sin limpieza en los espejos es de 60.93 %, mientras que con limpieza cíclica en los espejos la eficiencia del absorbedor es del 66.80 %.

**3er paso:** El motor Stirling, para obtener la eficiencia del motor, solo se tiene que considerar las irreversibilidades externas e internas del motor Stirling, por lo que la eficiencia del motor se puede expresar como el producto de la

eficiencia del ciclo de Carnot ( $\eta_{CC}$ ) por la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica como se describe a continuación:

$$\eta_{St} = \eta_{CC} * \eta_{II,irrev} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) \eta_{II,irrev} \quad (4.26)$$

A su vez la eficiencia de la segunda ley se puede generalizar como:

$$\eta_{II,irrev} = \eta_{II,X} * \eta_{II,\Delta P} \quad (4.27)$$

Donde  $\eta_{II,X}$  y  $\eta_{II,\Delta P}$  son las eficiencias de la segunda ley debido a la regeneración incompleta y pérdidas de presión, respectivamente.  $\eta_{II,X}$  se puede representar como:

$$\eta_{II,X} = \frac{1}{1 + \frac{(X_1 y + X_2 (1-y)) * c_v}{R * \ln \varepsilon_v} \sqrt{\left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)}} \quad (4.28)$$

Donde:

- $X_1$  y  $X_2$ : son coeficientes de pérdida debido a la regeneración incompleta
- $y$ : es un coeficiente de ajuste que para este caso se considera de 0.72 (Gholamalizadeh y Chung, 2017)
- $c_v$ : es el calor específico a presión constante del gas de trabajo que es igual a  $20.4 J/molK$
- $R$ : es la constante universal de los gases que es igual a  $8.3143 J/molK$
- $\varepsilon_v$ : es la razón volumétrica del motor

Por otro lado,  $T_H$  y  $T_L$  se consideran que son la temperatura dentro de la cavidad del absorbedor (373K) y la temperatura de baja a unos 50°C (323K), respectivamente. Asimismo,  $X_1$  y  $X_2$  están dadas por las siguientes ecuaciones:

$$X_1 = \frac{1 + 2M + e^{-E}}{2(1 + M)} \quad (4.29)$$

$$X_2 = \frac{M + e^{-E}}{1 + M} \quad (4.30)$$

A su vez los parámetros M y E se pueden calcular de la siguiente manera:

$$M = \frac{m_g c_v}{m_{RCR}} \quad (4.31)$$

$$E = \frac{(1 + M)hA_R}{m_g c_v} \left( \frac{S}{w} \right) \quad (4.32)$$

Donde:

- h: es el coeficiente de transferencia de calor convectiva del regenerador
- $A_R$ : es la área del regenerador que es igual a  $0.001m^2$
- S: es el desplazamiento del pistón que es igual a 75CC
- w: es la relación entre la velocidad del motor y la rotación del motor que es igual a 343.42

Además w y h se pueden representar de la siguiente forma:

$$w = 2S \frac{N}{60} \quad (4.33)$$

Donde N es la velocidad del rotor en rpm, en este caso 280rpm.

$$h = \frac{0.395(4p_m/RT_L)w^{0.424}c_p(T_m)[\nu(T_m)]^{0.576}}{(1 + \tau)\left[1 - \frac{\pi}{4[(b/d)+1]}\right]D_R^{0.576} * P_r^{2/3}} \quad (4.34)$$

Donde:

- $p_m$ : es la presión promedio de 1MPa
- $c_p$ : es el calor específico a presión constante del gas de trabajo que es igual a  $28.8J/molK$
- $T_m$ : es la temperatura promedio que es 498K
- $\nu$ : es la viscosidad del fluido de trabajo que es de  $9.75 \times 10^{-5} m^2/s$
- $\tau$ : es la razón de temperatura extrema ( $T_H/T_L$ ) que es de 2.083
- b: es la distancia entre los tubos del regenerador que es de 1mm
- d: es el diámetro de los tubos del regenerador que son de 110mm

- $D_R$ : es el diámetro del regenerador que es de 36mm
- $P_r$ : es el número de Prandtl que es de 0.67.

De la Ecuación 4.31 se tiene que la masa del hidrógeno a usar es de 5.295 g comprimidos a 1 MPa en una cilindrada de 75cc, además el calor específico del hidrógeno es de 10.18 J/kgK. Por otro lado, el regenerador está constituido de una malla de acero inoxidable de 36mm de diámetro constituidos de alambres con un diámetro interno de 110 $\mu$ m con una separación de 1 mm, la masa aproximada del regenerador es de unos 6g por cada uno si se usan cuatro regeneradores en total la masa del regenerador será de unos 24 g.

$$M = \frac{5.295g * 20.4J/molK}{24g * 27.5J/molK} = 0.0667$$

$$h = \frac{0.395(1 \times 10^6 / 8.3143 * 323) 343.42^{0.424} (28.8 * 798) [9.75 \times 10^{-5} (498K)]^{0.576}}{(1 + 2.083) \left[ 1 - \frac{\pi}{4[(0.001/1.1 \times 10^{-6}) + 1]} \right] 0.036^{0.576} * 0.67^{2/3}}$$

De la Ecuación 4.34 se tiene que el valor de h es a 51.7813 W/m<sup>2</sup>K.

$$E = \frac{(1 + 0.0637) 51.7813 W/m^2K * 1.0516 \times 10^{-4} m^2 \left( \frac{0.000075 m^3}{343.42} \right)}{5.295g * 20.4J/molK}$$

Por lo tanto el coeficiente E es igual a 1.1743x10<sup>-11</sup>.

$$X_1 = \frac{1 + 2 * 0.0667 + e^{-1.1743 \times 10^{-11}}}{2(1 + 0.0667)} = 0.999947$$

$$X_2 = \frac{0.0667 + e^{-1.1743 \times 10^{-11}}}{1 + 0.0667} = 0.99971$$

Tal que los coeficientes  $X_1$  y  $X_2$  tienen valores de 0.999947 y 0.99971, respectivamente. mPor otro lado, la eficiencia de la segunda ley por pérdidas de caída de presión está dada por:

$$\eta_{II,\Delta P} = 1 - \frac{\frac{w}{w_s} \gamma (1 + \tau^{1/2}) \ln \epsilon_v + 5 \left(\frac{w}{w_s}\right)^2 N_s}{\tau * \eta_{CC} * \eta_{II,X} \ln \epsilon_v} - \frac{3(0.94 + 0.045w)10^5}{4p_1(\tau * \eta_{CC} * \eta_{II,X} \ln \epsilon_v)} \quad (4.35)$$

Donde:

- $\gamma$ : es la razón de calores específicos del gas de trabajo ( $c_p/c_v$ ) que es 1.4117.
- $w_s$ : es la velocidad del sonido que es 343m/s.
- $N_s$ : es el número de mallas que componen el regenerador, en este caso dos por lado, es decir, cuatro.

Mientras que el coeficiente  $p_1$  puede ser calculado mediante:

$$p_1 = \frac{4p_m}{(\epsilon_v + 1)(\tau + 1)} \quad (4.36)$$

Donde  $\epsilon_v$  está dada por la siguiente ecuación:

$$\epsilon_v = \frac{V_s + V_c}{V_c} \quad (4.37)$$

Donde:

- $V_c$  es volumen de la cámara que es la cilindrada 75cc
- $V_s$  es el volumen desplazado que es  $4.382 \times 10^{-5} m^3$ .

$$\epsilon_v = \frac{4.382 \times 10^{-5} m^3 + 0.000075 m^3}{0.000075 m^3}$$

Por lo que  $\epsilon_v$  es de 1.5843.

$$p_1 = \frac{4 * 1MPa}{(1.5843 + 1)(2.083 + 1)} = 502.0395 \times 10^3$$

Esto implica que  $p_1 = 502.0395 \times 10^3$ , de igual manera la eficiencia de ciclo de Carnot para el motor será de 0.5133.

$$\eta_{II,X} = \frac{1}{1 + \frac{(0.99994 * 0.72 + 0.999971(1 - 0.72)) * 20.4 J/molK}{8.3145 J/molK * \ln(1.5843)}} \sqrt{\left(1 - \frac{323K}{673K}\right)} = 0.1363$$

$$\eta_{II,\Delta P} = 1 - \frac{\frac{343.42m/s}{343m/s} * 1.411(1 + 2.083)^{1/2} \ln(1.5843) + 5\left(\frac{343.42m/s}{343m/s}\right)^2 * 4}{2.083 * 0.5133 * 0.1363 * \ln(1.5843)} - \frac{3(0.94 + \dots)}{4 * 502.0395x10^3(2)}$$

Por lo tanto, la eficiencia de segunda ley por pérdidas irreversibles y por caída de presión son de 0.1363 y de 0.6877 respectivamente.

$$\eta_{II,irrev} = 0.1363 * 0.6877 = 0.0937$$

Por último de la Ecuación 4.27 se puede obtener que la eficiencia por los procesos irreversibles del motor es de 9.37 %.

$$\eta_{St} = 0.5133 * 0.0937 = 0.048$$

Y de la Ecuación 4.26 se tiene que la eficiencia del Motor Stirling es del 4.8 %.

**4to paso:** El alternador, que está conectado mecánicamente al motor Stirling y cuyas rotaciones generan la energía eléctrica. Como ya se mencionó la eficiencia de estos alternador varía de un 80 % a un 87 %. Con esto en mente la eficiencia total del sistema se puede expresar mediante la multiplicación de todas las eficiencias de los elementos del sistema, como se ve en la Ecuación 4.38.

$$\eta_{Total} = \eta_c \eta_a \eta_{St} \eta_{Gen} \quad (4.38)$$

$$\eta_{Total} = 0.8498 * 0.668 * 0.048 * 0.87 = 0.0414$$

Tomando la eficiencia del alternador como 87 %, entonces la eficiencia total del sistema es del 4.14 %. A su vez la energía que entrega el sistema a su salida está dada por la siguiente expresión:

$$P_{Total} = Q_s \eta_{Total} \quad (4.39)$$

$$P_{Total} = 4,573.11W * 0.0273 = 108.38W$$

En ese caso la potencia eléctrica a la salida del sistema es de 108.38 W o redondeado 110 W.

Tabla 4.9 Eficiencias calculadas en los pasos del modelo

	Eficiencia del concentrador $\eta_c$	Eficiencia del absorbedor $\eta_a$	Eficiencia del motor Stirling $\eta_{St}$	Eficiencia del generador $\eta_{Gen}$	Eficiencia total	Potencia Total
Expresión	$\eta_c = \rho_m F_s \Gamma \alpha_a$	$\eta_a = \frac{Q_{Total,per}}{1 - \frac{Q_{Total,per}}{\eta_c G_{bn} \frac{\pi}{4} D_c^2}}$	$\eta_{St} = (1 - \frac{T_L}{T_H}) \eta_{II,irrev}$	$\eta_{Gen} = \frac{P_{Real}}{P_{Total}}$	$\eta_{Total} = \eta_c \eta_a \eta_{St} \eta_{Gen}$	$P_{Total} = Q_s \eta_{Total}$
Resultado	84.98 %	66.8 %	4.48 %	87 %	2.37 %	110W

### 4.3. Factibilidad económica

Para la factibilidad económica se usará un metodología de valor presente (PV); valor presente neto (VPN); relación costo beneficio (RCB); tasa interna de retorno (TIR); tasa mínima atractiva de rentabilidad (TMAR); y periodo de recuperación descontado (PRD). Lo primero a obtener es el monto de inversión inicial, por parte del sistema a implementar. Esto se puede ver en la Tabla 4.10 y la Tabla 4.11.

Tabla 4.10 Monto de inversión para la instalación del proyecto (Parte 1)

Cantidad	Descripción	Precio original	Precio en pesos	IVA	Precio Total	Referencia
1	Estructura del concentrador	737.05 usd*	\$15,206.00	Incluido	\$15,206.00	(Wood,2002)
10	Espejos de fibra de vidrio	14.74 usd*	\$304.10	Incluido	\$3,041.00	
1	Brazo mecánico de rastreo	73.71 usd*	\$1,520.69	Incluido	\$1,520.69	
1	Poste de soporte	73.71 usd*	\$1,520.69	Incluido	\$1,520.69	
1	Sistema seguidor solar	36.85 usd*	\$760.24	Incluido	\$845.00	
1	Brazo mecánico de rastreo	73.71 usd*	\$1,520.69	Incluido	\$1,520.69	
1	Absorbedor del concentrador	269.00 mxn	\$269.00	Incluido	\$269.00	(Ecolux, 2022)
-	Subtotal Concentrador	-	-	-	\$23,923.07	-

Tabla 4.11 Monto de inversión para la instalación del proyecto (Parte 2)

Cantidad	Descripción	Precio original	Precio en pesos	IVA	Precio Total	Referencia	
1	Cilindro del desplazador	700.00 inr	\$193.00	\$30.88	\$223.00	(Yunus y col., 2016)	
1	Cilindro del pistón	700.00 inr	\$193.00	\$30.88	\$223.00		
2	Sellos del desplazador	600.00 inr	\$165.00	\$26.00	\$382.00		
1	Conexión del desplazador	650.00 inr	\$179.00	\$29.00	\$208.00		
1	Conexión del pistón	650.00 inr	\$179.00	\$29.00	\$208.00		
1	Soporte del cilindro	500.00 inr	\$137.00	\$22.00	\$159.00		
1	Pistón	900.00 inr	\$248.00	\$40.00	\$287.00		
2	Manivela	900.00 inr	\$248.00	\$40.00	\$574.00		
2	Soporte del eje	850.00 inr	\$234.00	\$37.00	\$542.00		
2	Engranajes	1000.00 inr	\$276.00	\$44.00	\$640.00		
1	Base	500.00 inr	\$138.00	\$22.00	\$160.00		
2	Volante	600.00 inr	\$165.00	\$26.00	\$382.00		
2	Eje	750.00 inr	\$207.00	\$33.00	\$480.00		
2	Cubierta	240.00 inr	\$66.00	\$11.00	\$154.00		
4	Enlaces de unidad	1,600.00 inr	\$441.00	\$71.00	\$2048.00		
1	Batería de plomo	1,500.00 inr	\$413.00	\$66.00	\$479.00		
-	Otros	2,000.00 inr	\$551.00	\$88.00	\$639.00		
-	<b>Subtotal Motor Stirling</b>	-	-	-	\$7,790.00		-
1	Alternador Westinghouse 3600V	379.00 usd	\$7810.00	\$1,249.00	\$9060.00		(Westinghouse, 2022)
-	<b>Subtotal Sistema</b>	-	-	-	\$40,773.07		-
-	<b>Costo Instalación</b>	5 %	-	-	\$2,038.65	-	
-	<b>Costo Mantenimiento</b>	-	10.00 usd	-	\$206.31	(EERE, 1997)	
-	<b>Costo Total del Proyecto</b>	-	-	-	\$43,018.03	-	

\*El precio se ajustó a la inflación del año 2002 al presente.

El primer paso del método es determinar el VPN ya que este parámetro indicará si el proyecto es viable o no, básicamente el valor presente neto

significa traer del futuro al presente, cantidades monetarias al valor presente. Para ello se ocupan las tasas de descuento, que es semejante a las tasas de interés solo que en lugar de ir del valor presente al valor futuro, van del valor futuro al valor presente (Baca, 2017). La expresión para calcular el VPN es la siguiente:

$$VPN = [-VP + \sum_{j=1}^n \frac{FNE_n}{(1+i)^n}] \quad (4.40)$$

Donde:

- VP: es el valor presente
- $FNE_n$ : es el flujo de efectivo en el periodo n
- i: es la tasa de interés
- n: el número de años considerando la vida útil del proyecto

El criterio que se usará con respecto al VPN es como se ve en la Tabla 4.12.

Tabla 4.12 Criterio usado para la viabilidad del proyecto

Valor	Decisión a tomar
VPN >0	El proyecto se acepta ya que la inversión produce ganancias
VPN <0	El proyecto se rechaza ya que la inversión produce pérdidas
VPN = 0	La decisión se basa en otros criterios ya que la inversión no agrega valor monetario alguno

Sin embargo antes de calcular el VPN se necesita saber el valor presente y el valor futuro de los precios energéticos según la Tarifa 1 (residencia) y la Tarifa PDBT (áreas comunes). Para ello, en la Tabla 4.13 se recopilan los costos históricos de la energía de hace seis años.

Tabla 4.13 Costos históricos de la energía en México (CFE, 2022)

Año	Costo Tarifa 1 (\$/kWh)	Costo Tarifa PDBT (\$/kWh)	Incremento T1 (%)	Incremento PDBT (%)
2017	0.793	2.341	0.000	0.000
2018	0.793	2.076	0.000	-12.760
2019	0.796	3.293	0.376	36.950
2020	0.831	3.306	4.211	0.390
2021	0.855	3.169	2.080	-4.320
2022	0.882	3.402	3.060	7.040
Variación de tarifas			2.080	5.460

Tomando un promedio en los incrementos de las tarifas con respecto a su año anterior se tiene que la Tarifa 1 tiene un incremento del 2.08 %, mientras que la Tarifa PDBT tiene un incremento anual del 5.46 %. Estos datos son útiles ya que, permiten calcular el valor futuro de los precios de la energía para todos los años de vida útil del proyecto. Klein y Knigth (2020) consideran 10 años la vida útil del proyecto, así que los valores futuros de los precios energéticos se considerarán hasta el décimo año. De regreso a los precios futuros para establecer flujos de efectivos, se tienen que manejar unidades de dinero únicamente. Así que de la Ecuación 4.2 y la Ecuación 4.4 se pueden ver que los consumos energéticos promedios de la residencia y de las áreas comunes del edificio son de 230.66kWh y 161.16kWh. Por lo que, considerando los precios actuales de la energía para ambas tarifas por el promedio histórico de consumo energético se puede obtener un aproximado del valor presente en MXN de la energía, en este caso \$203.44 MXN para la parte residencial, y \$549.39 MXN para las áreas comunes. En la Tabla 4.14 se describen los flujos de efectivo para el proyecto en un plazo de diez años. Recordando que el valor futuro se calcula de la siguiente manera:

$$F_n = P(1 + i)^n \quad (4.41)$$

De igual manera los resultados de los valores futuros se encuentran en la Tabla 4.14, además el ahorro anual se calcula multiplicando el valor futuro del precio de la energía por seis (cobro bimestral por parte de la CFE), por la contribución del sistema en cobertura energética. En el caso residencial se tiene una capacidad total instalada de 3,513.5 W y para las áreas comunes es de 1,436.14 W, con lo que considerando los 110 W que puede otorgar

sistema, equivale a un porcentaje de sustitución eléctrico del 3.13% y del 7.65% respectivamente.

Tabla 4.14 Flujo de efectivo para la parte residencial

Año	Valor futuro de la energía (MXN)	Flujos de efectivo (MXN)	Incremento de Gradiente (G)
0	203.44	-43,018.03	0
1	207.59	279.85	0
2	211.97	285.90	5.91
3	216.35	291.81	5.91
4	220.74	297.73	5.92
5	225.35	303.95	6.12
6	229.96	310.17	6.22
7	234.81	316.71	6.54
8	239.65	323.23	6.52
9	244.73	330.09	6.86
10	249.80	336.93	6.84

Tabla 4.15 Flujo de efectivo para la parte de áreas comunes

Año	Valor futuro de la energía (MXN)	Flujos de efectivo (MXN)	Incremento de Gradiente (G)
0	549.39	-43,018.03	0
1	579.38	1,911.95	0
2	611.02	2,016.36	104.41
3	644.38	2,126.45	110.09
4	679.56	2,242.54	116.09
5	716.67	2,365.01	122.47
6	755.80	2,494.14	129.13
7	797.06	2,630.29	136.15
8	840.58	2,773.91	143.62
9	886.48	2,925.38	151.47
10	934.88	3,085.10	159.72

Un factor a considerar muy importante para calcular el VPN es la tasa de descuento con la que se calculará este valor, para este estudio se consideraron dos tasas de descuento, del 10% y tasa a valor de CETES, es decir, 5.84% (BM, 2022) para cuando se realizó este estudio. Con esto último, más los flujos de efectivo y con la expresión de la Ecuación 4.40 se tiene que el VPN con tasa de descuento del 10% es:

$$VPN_{res} = -43,018.03 + \left( \frac{279.85}{(1+0.1)^1} + \frac{285.9}{(1+0.1)^2} + \dots + \frac{336.93}{(1+0.1)^{10}} \right) = -41,157.6$$

$$VPN_{com} = -43,018.03 + \left( \frac{1,911.95}{(1+0.1)^1} + \frac{2,016.36}{(1+0.1)^2} + \dots + \frac{3,085.10}{(1+0.1)^{10}} \right) = -28,533.8$$

Como se puede observar en ningún caso con tasa de interés del 10%, el proyecto es económicamente viable, ahora con tasa de interés a CETES.

$$VPN_{res} = -43,018.03 + \left( \frac{279.85}{(1+0.0584)^1} + \dots + \frac{336.93}{(1+0.0584)^{10}} \right) = -40,758.2$$

$$VPN_{com} = -43,018.03 + \left( \frac{1,911.95}{(1+0.0584)^1} + \dots + \frac{3,085.10}{(1+0.0584)^{10}} \right) = -25,242.3$$

Inclusive usando la tasa de referencia del banco central, el proyecto resulta inviable económicamente.

Como dato extra se calculó el periodo de recuperación descontado usando la tasa de CETES como referencia. El objetivo de este cálculo es iterar el VPN de cada año hasta obtener un VPN positivo. Para el caso residencial se iteró más de 200 periodos y aún así no se obtuvo ningún VPN positivo. Por otro lado en el caso de áreas comunes se logró obtener un VPN positivo a partir de la iteración número 25. Solo para este caso se calculó la TIR (tasa interna de rendimiento), la cual es la tasa con el que el  $VPN=0$ , para este caso en el periodo número 25 la TIR es de 5.88805%. Como se puede ver es muy cercana a la tasa de CETES. Esto implica además de que solo se recuperará el 5.88805% de lo invertido inicialmente en lo que es la TMAR (Tasa Mínima Atractiva de Rentabilidad), ver Tabla 4.16, lo que es equivalente a unos \$2,532.92 MXN. Sin embargo ésta es la tasa mínima, aunque baja, es la que se requiere para que el VPN sea positivo.

Aunque este proyecto sea inviable económicamente se pueden apreciar áreas de oportunidades, la primera es la imperiosa necesidad de continuar con investigaciones acerca del motor Stirling, con el fin de elevar su eficiencia, provocando una eficiencia global del sistema, ya que es en esta parte del sistema donde más pérdidas existen. De esta forma, logrando una mayor producción energética que logre sustituir en mayor porcentaje, o en su totalidad a la carga eléctrica instalada. Aumentando la eficiencia del motor,

significa a su vez, un menor dimensionamiento en el concentrador, lo que a su vez logra abaratar los costos. La segunda es usar otras fuentes energéticas disponibles en un edificio común, como lo es, la utilización del gas L.P; el cual puede incrementar significativamente el desempeño energético del sistema, pero con el riesgo de sacrificar las ganancias ambientales obtenidas con un sistema puramente solar.

Tabla 4.16 Resumen de la factibilidad económica

	Iteración	VPN	TIR (%)	TMAR (MXN)
Áreas comunes	25	Positivo	5.88	\$2,532.92
Residencial	>200	Negativo	N/A	-

#### 4.4. Factibilidad ambiental

De primera instancia aunque en términos directos de emisiones de  $CO_2$  el sistema no emite en su operación, sin embargo, sí hay que hacer consideraciones de la cantidad de  $CO_2$  que se produce al fabricar y transportar los componentes del sistema. Todo el proceso de manufactura y transporte del motor Stirling produce en conjunto una emisión estimada de 760 kg de  $CO_2$ . Un estimado del 75% de las emisiones son producidas durante la manufactura, mientras que el restante 25% son producidas al transportar el motor (Klein y Knight, 2020). Para el concentrador en conjunto se tiene un estimado de emisiones de 94  $CO_2$ eq/kWh, lo que se traduce en este caso a unos 891 kg de  $CO_2$  (Agostini y col., 2021). Por lo que, en conjunto, el sistema en su manufactura y proceso produce unos 1,651.12 kg de  $CO_2$  sin contar el alternador, ni la electrónica del seguidor solar.

Para calcular el ahorro de  $CO_2$  provocado por el sistema se usa la siguiente expresión (Guarino y col., 2021):

$$CO_{2ahorrada} = \mu_{CO_2} * E_{ahorrada} \quad (4.42)$$

Donde:

- $CO_{2ahorrado}$ : son las emisiones ahorradas cada año
- $\mu_{CO_2}$ : es el factor de emisiones

- $E_{ahorrada}$ : es la energía anual ahorrada por el sistema

El factor de emisiones en México es de 0.505 kgCO<sub>2eq</sub>/kWh (CRE, 2020). Por otro lado la energía anual del sistema es de 3,466.2 kWh/año, eso implica que el sistema ahorra 1,750.43kg/año, y a lo largo de su vida útil el proyecto ahorrará 17,504.31 kg de CO<sub>2</sub>, Tabla 4.17.

Tabla 4.17 Resumen de la factibilidad ambiental

Factor de emisiones en México	Energía actual del sistema	Ahorro energético	Ahorro en CO <sub>2</sub>
0.505 (kgCO <sub>2eq</sub> /kWh)	3,466.2 (kWh/año)	1,750.43 (kWh/año)	17,504.31 (kg)

**Esta página se dejó en blanco intencionalmente**

## Capítulo 5

### Conclusiones

Los resultados obtenidos de este trabajo prueban de que la implementación técnica de un sistema MSSCS a nivel residencial es posible, tanto en dimensionamiento como en su potencial de proveer energía eléctrica (110W). Sin embargo, en este caso no se logró cumplir cabalmente el objetivo general de poder proveer de energía eléctrica completamente a las áreas bajo estudio, tampoco se logró obtener una cobertura de más de la mitad de la demanda energética en ninguno de los casos de estudio (áreas comunes, residencia). Una posible solución sería un mayor dimensionamiento del motor Stirling (limitado por el espacio físico) o el agrupar varios motores Stirling (limitado por el factor económico) lo cual harían que el proyecto sea factible técnicamente.

En términos económicos el proyecto se vuelve inviable, tanto en la residencia en estudio como en las áreas comunes, con la obtención de periodos de recuperación descontado superiores a la vida útil del proyecto, y con la obtención de un tasa interna de retorno muy baja (5.88 %), el proyecto se vuelve nulo atractivo para cualquier inversionista. La razón de esta problemática es la gran inversión inicial (\$43,018.03 MXN) en conjunto con que el sistema solo cubre parcialmente la demanda energética de ambas zonas.

Donde el sistema se vuelve muy factible es en términos ambientales, ya que el proyecto solo contamina durante su manufactura, transporte y posterior desecho, y durante su vida útil, asumida de diez años, el sistema logra evitar unos 1,750.43 kg de  $CO_2$  anuales comparados contra los 1,651.12 kg de  $CO_2$  que se usan para producir el sistema. Por lo que, en la evaluación ambiental

el sistema recupera lo mismo que fue usado para su manufactura en menos de un año.

A pesar de la inviabilidad económica del proyecto se pueden rescatar ciertas áreas de oportunidad, las cuales se pueden investigar y trabajar en diferentes proyectos. La primera es la necesidad de elevar la eficiencia global del proyecto, y en particular la eficiencia del motor Stirling, que es la parte del sistema que más pérdidas tiene ( $\eta_{St} = 4.48\%$ ). Esto solo se puede lograr mediante mayor profundización de la investigación de los motores. Otra área es considerar con algún prototipo comercial con el fin de masificar su producción, reduciendo así los costos de producción, y el costo por unidad, permitiendo un mejor desempeño financiero, que vuelva el sistema más atractivo a grandes inversiones. Por último, se recomienda también pensar en sistemas híbridos de cogeneración (Motor Stirling junto con generación de ciclo combinado) con los cuales el sistema dependa menos de las condiciones climatológicas externas y se pueda aumentar considerablemente la potencia eléctrica de salida.

# Referencias Bibliográficas

Abuelyamen, A. Ben-Mansour, R. 2018. Energy efficiency comparison of Stirling engine types ( $\alpha$ ,  $\beta$ , and  $\gamma$ ) using detailed CFD modeling. *International Journal of Thermal Sciences*. 132(6): 411–423.

Agostini A. Carbone C. Lanchi M. Miliozzi A. Misceo M. Russo V. 2021. Environmental Impacts of a Solar Dish Coupled With a Micro-Gas Turbine for Power Generation. *Frontiers in Energy Research*. 9.

Ahmadi, M.H. Ahmadi, M.A. Pourfayaz, F. 2017. Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: a review. *Renewable Sustainable Energy*. 68: 168-184.

Angrisani, G. Roselli, C. Sasso, M. 2012. Distributed microtrigeneration systems. *Prog Energy Combust Sci*.38: 502-521.

Asimov, I. 1982. Asimov's Biographical Encyclopedia of Science and Technology. Editado por Asimov, I. Pág. 497. Doubleday. Nueva York, EE.UU.

Arshad, W.M. Thelin, P. Bäckström, T. Sadarangani, C. 2004. Use of transverse-flux machines in a free-piston generator. *IEEE Trans. Ind. Appl*. 40(4):1092-1100.

Azzouzi, D. Boumeddane, B. Abene, A. 2017. Experimental and analytical thermal analysis of cylindrical cavity receiver for solar dish. *Renewable Energy*. 106: 111-121.

Baca, G. Ingeniería económica. Editado por Delgado, A.L. Pág:67-103. McGraw Hill. CDMX, México.

Bai, Z., Sun, J., Liu, Q., 2018. Comprehensive assessment of line-/point-focus combined scheme for concentrating solar power system. *Int. J. Energy Res*. 42 (5): 1983-1998.

Bakos, G.C. Antoniadis, Ch., 2013. Techno-economic appraisal of a dish/stirling solar power plant in Greece based on an innovative solar concentrator formed by elastic film, *Renewable Energy*. 60(C): 446-453.

Balcombe, P. Rigby, D. Azapagic, A. 2013. Motivations and barriers associated with adopting microgeneration energy technologies in the UK. *Renew Sustain Energy Rev*. 22:655–666.

Balcombe, P. Rigby, D. Azapagic, A. 2014. Investigating the importance of motivations and barriers related to microgeneration uptake in the UK. *Applied Energy*. 130: 403-418.

Balcombe, P. Rigby, D. Azapagic, A. 2015. Environmental impacts of microgeneration: Integrating solar PV, Stirling engine CHP and battery storage. *Applied Energy*. 139: 245-259.

Batooei, A. , Keshavarz, A. , 2018. A gamma type Stirling refrigerator optimization: an experimental and analytical investigation. *International Journal of Refrigeration*. 91: 89-100.

Beale, W.T. 1969. Free piston Stirling engines-some model tests and simulations. Technical Report. SAE Technical Paper. En: 1969 International Automotive Engineering Congress and Exposition. Washington, EE. UU.

Bidhendi, M.V. Abbassib, Y. 2020. Exploring dynamic operation of a solar dish-stirling engine: Validation and implementation of a novel TRNSYS type. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 40: 1-13.

de Blok K. 2010. Novel 4-stage traveling wave thermoacoustic power generator. En: Proceedings of ASME 2010 3rd joint US–European fluids engineering summer meeting. Montreal, Canadá: 73–79.

BM, 2022. Tasas de Interés por ciento: Resultados de la última subasta de valores gubernamentales. Publicación del Banco de México. CDMX, México.

BP, 2015. BP Energy Outlook 2035. Reino Unido: 54-55

Cavallaro, F. Zavadskas, E.K. Streimikiene, D. Mardani, A. 2019. Assessment of concentrated solar power (CSP) technologies based on a modified intuitionistic fuzzy topsis and trigonometric entropy weights. *Technol. Forecast. Soc. Change*. 140: 258-270.

CFE, 2022. Negocio. Esquema Tarifario Vigente. Comisión Federal de Electricidad. CDMX, México.

Chen, Yuanhang. Yu, Guoyao., 2011, A thermally-coupled cascade free-piston Stirling engine-based cogeneration system. *Applied Thermal Engineering*,. Volume 236, Part C.

CRE, 2016. Micrositio de Permisos en materia de generación de energía eléctrica. Publicación de la Comisión Reguladora de Energía. CDMX, México.

Chekir, N. Salem, Y.B. Marzougui, I. 2020. Small-Scale Solar Stirling Engine Generator. En: 6th IEEE International Energy Conference (ENERGYCON). Gammarth, Túnez.

Collie, M.J. 1979. Stirling Engine: Design and Feasibility for Automotive Use. Ed. Energy Technology. Vol. 47. Nueva Jersey, EE.UU.

CONAGUA SMN, 2017. Estación Meteorológica Automática Militar Marte. Publicación de la Comisión Nacional del Agua. Servicio Meteorológico Nacional. CDMX, México.

Coventry, J. Andraka, C. 2017. Dish systems for CSP. *Solar Energy*. 152: 140-70.

Cvetkovski, G. Petkovska, L. 2008. Performance improvement of PM synchronous motor by using soft magnetic composite material. *IEEE Trans. Magn.* 44(11):3812-3815.

Dai, D. Liu, Z. Long, R. Yuan, F. Liu. W. 2019. An irreversible Stirling cycle with temperature difference both in non-isothermal and isochoric processes. *Energy*. 186: 1-11

Dang, T.T. François, P. Prévond, L. Ben Ahmed, H. 2010. Theoretical and experimental results of tubular linear induction generator for stirling cogenerator system. En: XIX International conference on electrical machines. 1-7. Roma, Italia.

Daniels, F. 1964. Direct use of the sun's energy. New Haven: Yale University Press. EE.UU.

Decher, R. 1994. Energy Conversion: Systems, Flow Physics and Engineering. Ed. Oxford University Press. Vol. 1. EE.UU .

Dickinson, H.W. 1939. A Short History of the Steam Engine. Editado por Dickinson, H.W. Pág. 29-90. Cambridge University Press. Nueva York, EE.UU.

Djetel, S. Bégot, S. Lanzetta, F. Gavignet, E Bou Nader, W.S. 2018. En: A Stirling engine for automotive applications. Vehicle Power and Propulsion Conference. Belfort, Francia.

Ecolux, 2022. Catalógo 2019, Portland, EE.UU

Egas, J. , Clucas, D.M. , 2018. Stirling engine configuration selection. *Energies, MDPI, Open Access Journal*. 11(3): 1-22.

Ellison, G. 2004. Renewable energy survey 2004 draft summary report of findings, London Assembly. ORC International: Londres, Reino Unido.

EERE, 1997. Solar dish engine. Renewable Energy Technology Characterizations. Energy Efficiency & Renewable Energy. Washington D.C, EE.UU

Farret, F.A. and Simoes, M.G. 2006. Integration of Alternative Sources of Energy. Editado por Farret, F.A. Pág. 438-446. John Wiley & Sons, Inc. EE.UU.

Ferreira, A.C. Nunes, M.L. Teixeira, J.C.F. Martins, L.A. Teixeira, S.F. 2016. Thermodynamic and economic optimization of a solar-powered Stirling engine for microcogeneration purposes. *Energy*. 111: 1–17.

Gavagnin, G. Sánchez, D. Martínez, G.S. Rodríguez, J.M. Muñoz, A. 2017. Cost analysis of solar thermal power generators based on parabolic dish and micro gas turbine: manufacturing, transportation and installation. *Applied Energy* 194:108-122.

Getie, M.Z. Lanzetta, F. Bégot, S. Admassu, B.T. Hassen, A.A. 2020. Reversed regenerative Stirling cycle machine for refrigeration application: A review. *International Journal of Refrigeration*. 118: 173-187.

Gifford, W.E. , Longsworth, R. , 1964. Pulse-tube refrigeration. *J. Eng. Ind.* 86 (3): 264–268.

Global Electricity Review, 2021. GLOBAL TRENDS. Ember. EE.UU.

Gholamalizadeh, E. Chung, J.D. 2017. Design of the Collector of a Solar Dish-Stirling System: A Case Study. *IEEE Access*. 10.1109.

Gómez, A. Aguilar, N.R. Rodríguez. 2013. M.E. Concentrador solar para generación de energía eléctrica en el ITP. En: Memorias del XIX congreso internacional anual de la SOMIM. Pachuca, Hidalgo, México.

Google Earth, 2021. Imagen satelital del área metropolitana de la Ciudad de México. Google Earth.

Guarino, S. Catrini, P. Buscemi, A. Lo Brano, V. Piacentino, A. 2021. Assessing the Energy-Saving Potential of a Dish-Stirling Concentrator Integrated into Energy Plants in the Tertiary Sector. *Energies*. 14, 1163.

Gul MS, Patidar S. 2015. Understanding the energy consumption and occupancy of a multi-purpose academic building. *Energy Build*. 87: 155–65.

Haarhuis, G. 1978. The MC 80-a magnetically driven Stirling refrigerator. *Cryogenics*. 18 (12): 656–658.

Hachem, H. Gheith, R. Aloui, F. Ben Nasrallah, S. 2018. Technological challenges and optimization efforts of the Stirling machine: a review. *Energy Convers. Manag*. 171: 1365-1387.

Hadžiselimović, M. Srpčić, G. Brinovar, I. Praunseis, Z. Seme, S. Štumberger, B. 2019. A novel concept of linear oscillatory synchronous generator designed for a stirling engine. *Energy*. 180: 19-27.

Hafez, A.Z. Soliman, A. El-Metwally, K.A. Ismail, I.M. 2017. Design analysis factors and specifications of solar dish technologies for different systems and applications. *Renew. Sustain. Energy Rev*. 67: 1019-1036.

Hafez, A.Z., Soliman, A., El-Metwally, K.A., Ismail, I.M., 2016. Solar parabolic dish Stirling engine system design, simulation, and thermal analysis. *Energy Convers. Manag*. 126: 60-75.

Hansen, K. 2019. Decision-making based on energy costs: comparing levelized cost of energy and energy system costs. *Energy Strategy Reviews*. 24: 68-82.

Harrigan, R.W. Stine, W.B. 1985. Solar energy fundamentals and design with computer applications. Alternate energy, 0735-8210. Willy. EE.UU.

He, M. Beutler, N. Loeder, D. Sanders, S. 2012. Testing of 2.5kW low temperature stirling engine for distributed solar thermal generation. *IEEE*

***Energytech***: 1-6.

He, Ya-Ling. Wang, Kun. Qiu, Yu. Du, Bao-Cun. Liang, Qi. Du, Shen. 2019. Review of the solar flux distribution in concentrated solar power: Non-uniform features, challenges, and solutions. *Science Direct*. 149: 448-474.

Heller, P. 2017. The Performance of Concentrated Solar Power (CSP) Systems. Editado por Heller, P. Pág. 1-29. Woodhead Publishing. Cambridge, Reino Unido.

Henriquez-Auba, R. Hidalgo-Gonzalez, P. Pauli, P. Kalathil, Dileep. Callaway, D.S. Poolla, K. 2021. Sharing economy and optimal investment decisions for distributed solar generation. *Applied Energy*. 294: 1-9.

HM Government. 2011. Microgeneration strategy, DECC, Editor Crown Copyright. Londres, Reino Unido.

Hoshino, T. Naito, H. Fujihara, T. Eguchi, K. 2000. Experimental study on stirling engine generator and solar receiver system for future space applications. En: 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit: 266-271. Las Vegas, EE.UU.

Howell, J.R. Buckius, R.O. 1987. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. Ed. McGraw-Hill. Vol 1. Nueva York, EE.UU.

Huang, S. Hodge, B.S. Pekny, J.F. Reklaitis, G.V. 2010. The Value of Battery Storage and Discharge Logic with Solar Microgeneration. En: 20th European Symposium on Computer Aided Process Engineering - ESCAPE20. 1081-1086. Nápoles, Italia.

INEGI, 2019. Climatología. Publicación del Instituto Nacional de Estadística, Geografía e Informática. INEGI. CDMX, México

INERE, 2016. Prospectiva de Energías Renovables 2016-2030. Inventario Nacional de Energías Limpias. Publicación de la Secretaría Energía. CDMX, México.

IRENA.2018. Renewable energy statistics 2018. Tech. rep., Abu Dhabi: The International Renewable Energy Agency. Abu Dhabi, E.A.U.

Jenkins, D.P. Fletcher, J. Kane, D. 2008. Model for evaluating impact of battery storage on microgeneration systems in dwellings. *Energy*

***Conversion and Management***. 49: 2413–2424.

Joubert, L.H. Strauss, J.M. 2014. Optimisation of a transverse flux linear oscillating generator by transient 3D finite element analysis. En: XXI International conference on electrical machines: 602-608. Berlín, Alemania.

Kaldellis, J.K. Zafirakis, D. 2007. Optimum energy storage techniques for the improvement of renewable energy sources-based electricity generation economic efficiency. ***Energy***. 32:2295–2305.

Kandilli, C. Ulgen, K. 2009. Review and modelling the systems of transmission concentrated solar energy via optical fibres. ***Renewable and Sustainable Energy Review***. 13(1): 67-84.

Kiefer, C.P. del Río, P. 2020. Analysing the barriers and drivers to concentrating solar power in the European Union. Policy implications. ***J. Clean. Prod.*** 251: 1-14.

Kirkley, D. , 1962. Determination of the optimum configuration for a Stirling engine. ***Journal of Mechanical Engineering. Sci.*** 4 (3): 204–212.

Klein, E. Knight, J. 2020. Design and Analysis of a Stirling Engine Powered by Neglected Waste Heat. Energy and the Environment Bass Connections. Duke University. EE.UU.

Lane, N.W. and Beale, W.T. 1997. Free-Piston Stirling Design Features. En: Eighth International Stirling Engine Conference, University of Ancona, Italia.

Langdon-Arms, S. Gschwendtner, M. Neumaier, M. 2018. A novel solar-powered liquid piston Stirling refrigerator. ***Applied Energy***. 229: 603–613.

Larsson, S. Fantazzini, D. Davidsson, S. Kullander, S. Höök, M. 2014. Reviewing electricity production cost assessments. ***Renew Sustain Energy Rev.*** 30: 170-183.

Mabe, A. Takami, H. Ishibashi, F. 2018. Biomass Free Piston Stirling Engine Generator with PV. En: 7th International Conference on Renewable Energy and Applications. París, Francia.

Malali, P.D. Chaturvedi, S.K. Agarwala, R. 2019. Effects of circumsolar radiation on the optimal performance of a Stirling heat engine coupled with

- a parabolic dish solar collector. *Applied Thermal Engineering*. 159: 1-17.
- Mancini, T. Heller, P. Butler, B. Osborn, B. 2003. Dish-Stirling Systems: An overview of development and status. *Journal Solar Energy Eng*. 125 (2): 135–151.
- McDonald, K. Berchowitz, D. Rosenfeld. J Lindemuth, J. 1994. Stirling Refrigerator for Space Shuttle Experiments. En: 29th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Paper No. AIAA-94-4179-CP. 3: 1807-1812.
- Mohammadi, K. Saghafifar, M. Ellingwood, K. Powell, K. 2019. Hybrid concentrated solar power (CSP)-desalination systems: a review. *Desalination* 468: 1-34.
- NASA, 2021. Surface meteorology and Solar Energy. Atmospheric Science Data Center. Virginia, EE.UU.
- Nielsen, A.S. York, B.T. MacDonald, B.D. 2019. Stirling engine regenerators: How to attain over 95% regenerator effectiveness with sub-regenerators and thermal mass ratios. *Applied Energy*. 253: 1-12.
- Öberg, R. Olsson, F. Palsson, M. 2004. Demonstration stirling engine based micro-CHP with ultra-low emissions. Svenskt Gastekniskt Center. Nordenskiöldsgatan, Suecia.
- Onovwionaa, H.I. Ugursal, V.I. 2006. Residential cogeneration systems: review of the current technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 10: 389-431.
- Orda, E. Mahkamov, K. 2004. Development of low-tech solar thermal water pumps for use in developing countries. *J. Sol Energy – Trans ASME*. 126(2): 768–73.
- Ortiz, P. Kubler, S. Rondeau, É. Georges, J. Colantuono, G. Shukhobodskiy, A.A. 2021. Greenhouse gas emission reduction system in photovoltaic nanogrid with battery and thermal storage reservoirs. *Journal of Cleaner Production*. 310:1-14.
- Otaka, T. Ota, M. , Murakami, K. Sakamoto, M. 2002. Study of performance characteristics of a small Stirling refrigerator. *Heat Transf.–Asian Res*. 31 (5): 344–361.

Parlamento Europeo, 2012, Directive 2012/27/EU. Energy efficiency. Bruselas, Bélgica.

Paik, H, 2015. A closed-cycle hydrogen combustion system with Stirling engine for AUV propulsion. Naval Systems R&D Institute Agency for Defense Development Changwon, República de Corea.

Palm, J. Tengvard, M. 2011. Motives for and barriers to household adoption of smallscale production of electricity: examples from Sweden. *Sustain: Sci Practice Policy*. 7(1):6–15.

Peña-Gallardo, R. Medina Ríos, A. Segundo Ramírez, J. 2020. Analysis of the solar and wind energetic complementarity in Mexico. *Journal of Cleaner Production*. 268: 1-15.

Pérez-Denicia, E. Fernández-Luqueño, F. Vilariño-Ayalac, D. Luis Manuel Montaña-Zetnad, L.M. Maldonado-López, L.A. 2017. Renewable energy sources for electricity generation in Mexico: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 78: 597-613.

Ramos, J.A.A . 2015. Thermodynamic analysis of Stirling engine systems: Applications for combined heat and power. Tesis Doctoral. KTH School of Industrial Engineering and Management. Department of Energy Technology. Division of Heat and Power Technology. Estocolmo, Suecia.

Reader, G. T. Hooper, C. 1983. Stirling Engines.Ed. Spon Press. Vol. 7. Nueva York, EE.UU.

Reddy, K.S. Natarajan, S.K. Veershetty, G. 2015. Experimental performance investigation of modified cavity receiver with fuzzy focal solar dish concentrator. *Renewable Energy*. 74: 148-157.

Rogdakis, E.D. Antonakos, G.D. Koronaki, I.P. 2012. Thermodynamic analysis and experimental investigation of a Solo V161 Stirling cogeneration unit. *Energy*.45: 503-511.

Ross, B. 1995. Status of the Emerging Technology Stirling Machines. *IEEE AES Systems Magazine*. 10 (6): 34-39.

Roth, E. Pettit, R. 1980. Solar mirror materials: their properties and uses in solar concentrating collectors. Materials Science. EE.UU.

Rutczyk, B. Szczygieł, I. Kabaj, A. 2020. Evaluation of an  $\alpha$  type stirling

engine regenerator using a new differential model. *Energy*. 209: 1-10.

Scarpa, R. Willis, K. 2010. Willingness-to-pay for renewable energy: primary and discretionary choice of British households' for micro-generation technologies. *Energy Econ*. 32(1):129–136.

SENER, 2020. Programa del Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional. Publicación de la Secretaría de Energía. CDMX, México: 17-21

SENER, 2017. México da un paso importante rumbo a la descarbonización de su sector eléctrico y su industria. Publicación de la Secretaría de Energía. CDMX, México

SENER, 2016. En 2015 México alcanzó un 28.31 % de capacidad instalada para generar electricidad mediante energías limpias. Boletín de Prensa 090. Publicación de la Secretaría de Energía. CDMX, México.

SENER, 2015. Balance Nacional de Energía 2015. Publicación de la Secretaría de Energía. CDMX, México: 15-16

Shang, Rui. Zhang, Yin. Shi, Wenxing. Wang, Xin. Zhang, Yinping. 2014. Fresh Look and Understanding on Carnot Cycle. *Energy Procedia*. 61: 2898 – 2901.

Sier, R. 1995. Rev Robert Stirling D.D. A Biography of the Inventor of the Heat Economiser & Stirling Cycle Engine. Ed. L.A. Mair. Vol. 1. Chelmsford. Reino Unido.

Singh, U.R. Kumar, A. 2018. Review on solar Stirling engine: development and performance. *Thermal Science and Engineering Progress*. 8: 244-256.

Siva Reddy, V. Kaushik, S.C. Tyagi, S.K. 2013. Exergetic analysis and performance evaluation of parabolic dish Stirling engine solar power plant. *Int. J. Energy Res*. 37(11): 1287-1301.

Stine, W.B. Diver, R.B. 1994. A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology. California State Polytechnic University. California, EE.UU.

Talbert, R. Jr. 2020. James Watt. Salem Press Biographical Encyclopedia. Armenia. Nueva York. EE.UU.

Thakkar, V.N. Doshi, A. Rana, A. 2015. Performance Analysis Methodology for Parabolic Dish Solar Concentrators for Process Heating Using Thermic

Fluid. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. 12(1): 101-114.

The Solar Foundation. 2018. Solar jobs census. Solar Energy Industries Association. EE. UU.

Thombare, D.G. Verma, S.K. 2008. Technological development in the Stirling cycle engines. *Renew Sustain Energy Rev.*12: 1-38.

Trainer T. 2013. 100% Renewable supply? Comments on the reply by Jacobson and Delucchi to the critique by trainer. *Energy Policy*. 57:634–640.

Ulmer, S. Heller, P. Reinalter, W. 2008. Slope measurements of parabolic dish concentrators using color-coded targets. *Journal of solar energy engineering*. 130(1): 1-5.

Urieli, I. , Berchowit, D.M. 1984. Stirling Cycle Engine Analysis. Ed. Adam. Hilger. Vol 1. Bristol, Reino Unido.

Urieli, I. 2018. Chapter 2b - Beta Type Stirling Engines. University of Ohio, EE. UU.

Walker, G. Fauvel, O.R. Reader, G. 1989. The literature of Stirling engines. The University of Calgary. Calgary. Alberta, Canadá.

Wang, J. 2011. Modern Thermodynamics Based on the Extended Carnot Theorem. Editado por Wang, J. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. Pag 20-25. Shanghai, China.

Wang, K. Sanders, S.R. Dubey, Swapnil. Choo, F.H. Duan, F. 2016. Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 62: 89-108.

Wee, H-M. Yang, W-H. Chouc, C-W. Padiland, M.V. 2012. Renewable energy supply chains, performance, application barriers, and strategies for further development. *Renew Sustain Energy Rev*. 16(8):5451–5465.

West, C.D. 1986. Principles and Applications of Stirling Engines. Editado por West, C.D. Pág: 27-57. Van Nostrand Reinhold Company Inc. Vol 1. Nueva York, EE.UU.

TECO-Westinghouse, 2022. Catálogo de alternadores, Texas, EE.UU.

Windfinder, 2022. Aeropuerto Internacional de la Ciudad de México. Publicación de Windfinder, Kiel, Alemania.

Wood, D. 2002. Matrix Dish Solar. *United States Patent*. US 6,485,152 B2. Washington D.C, EE. UU

Wu, Z.H. Jin, J.X. 2014. Novel Concept of Dish Stirling Solar Power Generation Designed With a HTS Linear Generator. *IEEE Transactions on applied superconductivity*. 24 (5): 1-5.

Xu, G. Wang, Y. Quan, Y. Li, H. Li, S. Song, G. Gao, W. 2015. Design and characteristics of a novel tapered tube bundle receiver for high-temperature solar dish system. *Appl. Therm. Eng.* 91: 791-799.

Yunus, M. Alsoufi, M.S. Rathod, A.K. 2016. Design, Manufacture and Measurements of Beta-Type Stirling Engine with Rhombic Drive Mechanism. *Modern Mechanical Engineering*. 6: 113-128.

Zayed, M.E. Zhao, J. Elsheikh, A.H. Li, W. Elaziz, M.A., 2020a. A comprehensive review on Dish/Stirling concentrated solar power systems: Design, optical and geometrical analyses, thermal performance assessment, and applications. *Journal of Cleaner Production*. 284.

Zayed, M.E. Zhao, J. Elsheikh, A.H. Li, W. Elaziz, M.A., 2020b. Optimal design parameters and performance optimization of thermodynamically balanced dish/ Stirling concentrated solar power system using multi-objective particle swarm optimization. *Appl. Therm. Eng.* 178: 1-14.

Zayed, M.E. Zhao, J. Elsheikh, A.H. Li, W. Sadek, S. Aboelmaaref, M.M. 2021. A comprehensive review on Dish/Stirling concentrated solar power systems: Design, optical and geometrical analyses, thermal performance assessment, and applications. *Journal of Cleaner Production*. 283: 1-29.

Zhu, S. Yu, G. Liang, K. Dai, W. Luo, E. 2021. A review of Stirling-engine-based combined heat and power technology. *Applied Energy*. 294: 1-24.