



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**FACTIBILIDAD DEL ACOPLAMIENTO DE UN
SISTEMA DE DESALACIÓN POR CMV CON UN
DISCO STIRLING**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A:

RUSSELL TEJEDA BAIRON URIEL



**DIRECTOR DE TESIS:
M.I. HECTOR MIGUEL AVIÑA JIMENEZ
2013**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



1 Contenido

1	Introducción	12
1.1	Tecnologías de Desalación	12
1.1.1	Desalación por Compresión de Vapor (VC)	13
1.1.2	Desalación de Múltiple Efecto (MED)	15
1.1.3	Desalación Instantánea de Múltiple Etapas (MSF).....	17
1.2	Conclusiones.....	18
2	El Recurso Solar	19
2.1	Radiación Solar	19
2.2	Dos formas básicas de aprovechar la energía solar	22
2.3	Variación de la fuente solar	23
2.4	Conclusiones.....	30
3	Energía Solar Térmica.....	31
3.1	Recolección de Calor	31
3.2	Colectores planos	32
3.3	Colectores de tubos de vacío	33
3.4	Concentradores parabólicos compuestos (CPC)	35
3.5	Cilindro parabólico	35
3.6	Reflectores Fresnel.....	37
3.7	Discos parabólicos.....	37
3.8	Torre solar	38
4	Disco Stirling.....	40
4.1	Ciclo termodinámico Stirling	42
4.2	Configuraciones.....	46
4.2.1	Stirling Alfa	46
4.2.2	Stirling Beta	49
4.2.3	Stirling Gama	51
4.3	Análisis Isotérmico Ideal.....	53
4.3.1	Solución de Schmidt	57
4.4	Análisis Adiabático	61
4.4.1	Desarrollo de las ecuaciones.....	62
4.5	Concentrador parabólico	65
4.5.1	Metodología	65
4.5.2	Modelo Óptico-Geométrico	66



4.5.3	Modelo Térmico	68
4.6	Conclusiones.....	71
5	Dimensionamiento del sistema.....	72
5.1	Motor Stirling	72
5.2	Concentrador Parabólico	79
5.3	Análisis Económico	84
6	Conclusiones Generales	87
	Referencias.....	89
7	Anexos.....	91
7.1	Glosario	91
7.2	Variación de Volumen Sinusoidal. (Beta-Gama)	92
7.3	Gráficas del Helio	94
7.4	Código Programa: Schmitd.....	95
7.5	Código Programa: Stirling Engine Analysis.....	99
7.5.1	Sub-programa: Adiab	100
7.5.2	Sub-programa: Adiabático	101
7.5.3	Sub-programa: Dadiab	101
7.5.4	Sub-programa: Filmatrix.....	102
7.5.5	Sub-programa: Volumen	102



Lista de Figuras

Figura 1.1 Desalación por MVC (Un solo efecto) (Ettouney, 2006)	14
Figura 1.2 Perfil de temperaturas en el proceso MVC (Ettouney, 2006)	15
Figura 1.3 Cámara o efecto de un proceso MED. Izquierda vista frontal, derecha vista lateral. 15	
Figura 1.4 Alimentación en paralelo del sistema MED	16
Figura 1.5 Alimentación en serie del sistema MED.....	17
Figura 1.6 Proceso de desalación MSF.....	17
Figura 2.1 Total de recursos energéticos (National Petroleum Council, 2007)	20
Figura 2.2 El Efecto Coseno (Stine & Geyer, Power from the Sun, 2011)	23
Figura 2.3 Irradiación Anual Promedio (IAE, 2011).....	24
Figura 2.4 Irradiación total mensual extraterrestre en un plano horizontal a la superficie (ITACA).....	24
Figura 2.5 Espectro de radiación solar sobre la atmósfera y a nivel del mar (IAE, 2011).....	25
Figura 2.6 Suma anual de irradiación normal directa (DNI) (NASA)	26
Figura 2.7 Suma anual de irradiación horizontal global (GHI) (Breyer & Schmid, 2010)	26
Figura 2.8 Irradiación horizontal global (SolarGIS).....	27
Figura 2.9 Incremento de la irradiación anual absoluta con ángulos óptimos de inclinación fija (Breyer & Schmid, 2010)	29
Figura 2.10 Incremento de irradiación anual relativa con ángulos óptimos de inclinación fija (Breyer & Schmid, 2010)	29
Figura 3.1 Colector plano (IEA, 2012).....	32
Figura 3.2 Pérdidas térmicas y ópticas de un colector plano (IAE, 2011)	33
Figura 3.3 Configuración de un colector de tubos de vacío y principio "heat pipe" de funcionamiento (IEA, 2012)	34
Figura 3.4 CPC concentrando luz difusa (PacificSolar)	35
Figura 3.5 Arreglo cilindro parabólico. Palisades, Colorado (NREL).....	36
Figura 3.6 Reflector lineal tipo Fresnel. Lazo Fredesmo, España (PSA)	37
Figura 3.7 Disco parabólico con motor Stirling. Almería, España (PSA).....	38
Figura 3.8 Campo de helióstatos con torre central. Daggett, CA. (NREL)	39
Figura 3.9 Bloqueo, sombreado y efecto coseno en helióstatos (Stine & Geyer, Power from the Sun, 2011)	39
Figura 4.1 Sistema de Discos Stirling. Alice Springs, Australia. (NREL).....	40
Figura 4.2 Membrana Disco Stirling para autoconsumo energético (NREL).....	42
Figura 4.3 Sketch del invento de Robert Stirling (SUNPOWER)	43
Figura 4.4 El ciclo Stirling (ScienceDirect, Thombare, & Verma, 2006).....	44
Figura 4.5 Motor Stirling tipo Alfa (Urieli).....	47
4.6 Alfa. Fase de compresión (AnimatedEngines).....	47
Figura 4.7 Alfa. Fase de transferencia de calor regenerador-fluido. (AnimatedEngines).....	48
Figura 4.8 Alfa. Fase de expansión. (AnimatedEngines)	48
Figura 4.9 Alfa. Transferencia de calor fluido-regenerador (AnimatedEngines)	49
Figura 4.10 Motor Stirling tipo Beta (Urieli).....	49
Figura 4.11 Beta. Fase de compresión (AnimatedEngines).....	50
Figura 4.12 Beta. Transferencia de calor Regenerador-Fluido (AnimatedEngines).....	50
Figura 4.13 Beta. Fase de expansión (AnimatedEngines)	51



Figura 4.14 Transferencia de calor Fluido-Regenerador (AnimatedEngines)	51
Figura 4.15 Motor Stirling tipo Gama.....	52
Figura 4.16 Procesos del Motor Stirling Gama.....	52
4.17 Configuración del Modelo Isotérmico Ideal (Urieli).....	53
4.18 Perfil de temperatura Isotérmico Ideal (Urieli).....	54
4.19 Sistema general de Balance Energético (Urieli)	56
4.20 Variación sinusoidal de los volúmenes (Urieli)	57
Figura 4.21 Diagrama Modelo Adiabático Ideal.....	61
Figura 4.22 Nomenclatura Modelo Adiabático	61
Figura 4.23 Celda Generalizada.....	62
Figura 4.24 Espacio de Compresión/Cooler	63
4.25 Trayectoria de los rayos salares en un concentrador parabólico con receptor de cavidad (Beltran, Velazquez, Cota, Saucedo, & Perez, 2012).....	65
4.26 Ángulos de borde para relaciones foco/diámetro (Stine & Harrigan, Solar Energy Fundamentals and Design with Computer Applications, 1985).....	66
Figura 4.27 Modelo térmico-óptico	69
7.1 Configuración Beta y Gama.....	92

Lista de Tablas

Tabla 1-1 Overview de los Métodos Contemporáneos de Desalación (El-Dessouky & Ettouney, 2002)	13
Tabla 2-1 2 Potencial técnico mundial de las fuentes de energía (IPCC, 2011)	21
Tabla 2-2 Perfiles del promedio anual de radiación en diferentes regiones del mundo (Chhatbar, K, & Meyer, 2011)	28
Tabla 3-1 Colectores solares y temperaturas de trabajo para diferentes aplicaciones (IEA, 2012)	31
Tabla 3-2 Variación de la eficiencia de colectores de acuerdo a las diferencias de temperaturas (IEA, 2012)	32
Tabla 4-1 Valores de error típicos para sistemas de colección solar Stirling	67
Tabla 5-1 Condiciones de operación del Motor	72
Tabla 5-2 Definición del Motor	72
Tabla 5-3 Definición de los intercambiadores y del fluido de trabajo.	73
Tabla 5-4 Masas de fluido de trabajo requeridas en el Análisis Isotérmico Ideal.....	74
Tabla 5-5 Resultados del Análisis de Schmidt	74
Tabla 5-6 Diagrama de Flujo del programa solución Ideal Adiabático.....	76
Tabla 5-7 Resultados modelo Adiabático Ideal-Helio	77
Tabla 5-8 Resultados modelo Adiabático Ideal-Aire	77
Tabla 5-9 Condiciones de operación del concentrador parabólico	79
Tabla 5-10 Dimensiones del sistema de colección solar	84
Tabla 5-11 Inversión Inicial/Gastos de Mantenimiento.....	84
Tabla 5-12 Ahorro generado mensualmente.....	84
Tabla 5-13 Resultados Análisis Económico	85
Tabla 5-14 Resumen de Rentabilidad	85



Tabla 5-15 Resultados del caso de estudio "Rosaritos Baja California" 86

Lista de Gráficas

Gráfica 5-1 Diagrama PV del Análisis de Isotérmico Ideal 75

Gráfica 5-2 Diagrama P-Theta del Análisis de Schmidt 75

Gráfica 5-3 Diagrama PV del Análisis de Adiabático Ideal 78

Gráfica 5-4 Variación de la Temperatura con respecto a Theta 78

Gráfica 5-5 Influencia del ángulo de borde sobre la concentración geométrica [Adish/Aap] y sobre la longitud de la imagen solar. 80

Gráfica 5-6 Influencia del diámetro de apertura de la cavidad sobre la eficiencia térmica del sistema 81

Gráfica 5-7 Influencia del diámetro de apertura de la cavidad sobre las pérdidas térmicas 81

Gráfica 5-8 Influencia de la radiación y Dap sobre el calor transferido al motor y la eficiencia del receptor..... 82

Gráfica 5-9 Influencia de la velocidad del viento sobre la transferencia de calor al motor y eficiencia del receptor..... 83

Gráfica 5-10 Influencia de la temperatura ambiente sobre la transferencia de calor al motor y la eficiencia térmica del receptor..... 83

Gráfica 5-11 VPN acumulado del Proyecto 85

Gráfica 5-12 Evolución del TIR 86

Gráfica 6-1 94

Gráfica 6-2 95



Resumen

El estudio presentado en este trabajo de tesis, determina mediante un análisis económico, la factibilidad o viabilidad del acoplamiento de un sistema de disco Stirling (Sistema de colección solar parabólica y motor Stirling) y una desaladora por compresión mecánica de vapor (MVC). Para determinar la factibilidad, es necesario obtener la potencia eléctrica que el sistema de disco Stirling podrá proporcionar y posteriormente medir el grado de factibilidad del acoplamiento.

En primer lugar, se analizó el sistema de generación con motor Stirling como un elemento independiente al sistema. Para lo cual se consideraron dos modelos ideales, uno Isotérmico y otro Adiabático, esto con el fin de tener más de una fuente de resultados y poder determinar cual describe mejor el comportamiento del motor. Las dimensiones y condiciones de operación del motor que se consideraron fueron tomadas del artículo *Mathematical Model for the Study and Design of a Solar Dish Collector with Cavity Receiver for its Application in Stirling Engines*. Con los resultados obtenidos se determinó la relación de transferencia de calor necesaria para el funcionamiento del motor, dato necesario para el siguiente paso.

Una vez conocida la energía que se debe transferir al motor se procedió al análisis óptico y térmico del sistema de colección solar, en este último se consideraron transferencias de calor por radiación, convección y conducción. Las dimensiones geométricas del concentrador son las que determinan la relación de transferencia de calor capaz de transferir al motor, por lo cual estas fueron variadas hasta la convergencia del valor requerido con un mínimo porcentaje de error. Los parámetros de operación fueron tomados del artículo antes mencionado, en el cual consideraron al estado de Baja California para su estudio. Realizados la primera y segunda etapa el sistema Stirling queda descrito totalmente.

Finalmente se realizó el estudio económico, la vida útil del proyecto fue considerada de 25 años con 8 horas de operación al día. La inversión inicial requerida fue de 10,000.00 dólares más gastos de mantenimiento descritos en detalle en el estudio. Considerando las tarifas de CFE para cada mes del año 2012 se determinó el ahorro obtenido. El análisis económico mostró que es altamente factible el acoplamiento del sistema planteado, y que ésta podría aumentar aún más si se incrementan las horas promedio de operación del sistema.



Objetivos

Objetivo General:

- ❖ Analizar y definir parámetros específicos para un sistema de aprovechamiento de energía solar con un motor Stirling para suministrar energía eléctrica a un sistema de desalación de agua de mar por Compresión Mecánica de Vapor (MVC).

Objetivos Específicos:

- ❖ Estudiar la tecnología de motor Stirling y seleccionar un modelo que cumpla mejor con los requerimientos demandados.
- ❖ Dimensionar el sistema de colección solar que suministre la energía necesaria para el motor Stirling estudiado.
- ❖ Realizar un análisis económico para determinar la factibilidad del acoplamiento del sistema Stirling con la desaladora por Compresión Mecánica de Vapor.



Nomenclatura

A: Área [m^2]

c: Relación geométrica auxiliar

c_p, c_v : Calores específicos a presión y volumen constantes [Kj/KgK]

D: Diámetro [m]

E: Potencia generada por el motor [W]

f: Distancia focal [m]

Gr: No de Grashof

h: Entalpía [Kj/Kg]

I: Irradiación solar directa [W/m^2]

K: Conductividad térmica [W/mK]

L: Longitud [m]

M: Masa Molar [Kg/Kmol]

m: masa [Kg]

n: Número de desviaciones estándar

Nu: Número de Nusselt

P: Presión [Pa]

p: Distancia de la superficie del concentrador al foco [m]

Q: Calor [J]/ Calor transferido [W]

R: Constante del gas [Kj/KgK]

Re: Número de Reynolds

r_v : Relación de compresión

s: Relación geométrica auxiliar/Entropía [Kj/KgK]

T: Temperatura [K]

u: Energía interna [Kj/Kg]

V: Volumen [m^3]

v : Velocidad del viento [m/s]

W: Trabajo [J]



w: Ancho de la imagen solar [m]

Símbolos Griegos

α : Absortividad/Ángulo de avance [Grados]

β : Relación geométrica auxiliar

γ : Relación de calores específicos

ε : Emisividad

σ : Constante de Stefan – Boltsman W/m^2K^4

σ_{total} : Error total del colector [mrad]

η : Eficiencia

ρ : Densidad [Kg/m^3]

ρ_{sup} : Reflectividad

τ = Relación de temperaturas

φ_{int} : Factor de intercepción

θ : Ángulo del Ciclo [Grados]

θ_{incl} : Ángulo de inclinación del receptor [Grados]

π : Número pi

ψ : Ángulo de borde [Grados]

Γ : Fracción de flujo capturado

Sub-índices

Abs: Absorvedor

amb: Ambiente

ap: Apertura de la cavidad

c: Compresión

ck: Interface compresor/cooler

clc, cle: Espacio muerto expansión/compresión

cond: Conducción

dish: Concentrador parabólico

e: Expansión



ef: Efectiva

ext, rec: Exterior del receptor

h: Convección/Heater

he: interface heater/expansión

h,nat: Convección natural

i: Entrada

ins: Aislante

int: Intercepción

k: Cooler

kr: Interface cooler/regenerador

max: Máximo

min: Mínimo

motor: Motor Stirling

o: Salida

rec: Receptor de cavidad

r,emit: Radiación emitida

rh: interface regenerador/heater

r,refl =Radiación reflejada

swc, swe: Volúmenes de barrido de compresión/expansión.



1 Introducción

La percepción general de “Desalación Solar” hoy en día comprende únicamente tecnologías a pequeña escala para el suministro de agua descentralizado en lugares remotos, las cuales pueden ser de gran importancia para el desarrollo de áreas rurales, pero no consideran el creciente déficit de agua debido a la creciente demanda de las zonas urbanas. La desalación convencional a gran escala es percibida como costosa, como un consumo extra de energía y limitada a ciudades ricas como las del Golfo Árabe, especialmente en vista del creciente costo de combustibles fósiles como aceite, gas natural y el carbón. El impacto ambiental de la desalación a gran escala debido a las emisiones a la atmósfera de gases contaminantes (generados por combustibles fósiles en su mayoría) y la descarga de salmuera y aditivos químicos al mar están incrementando críticamente. Por estas razones, las estrategias más contemporáneas contra una “Crisis Global del Agua” solo consideran la desalación de agua de mar como un elemento marginal. La mayoría de sus recomendaciones se basan en el uso más eficiente del agua, mayor responsabilidad, re-utilización del agua, mejoramiento en los sistemas de irrigación y distribución. Además de las propuestas de reducir la agricultura y aumentar la importación de alimentos. Por otro lado, la mayoría de las fuentes que recomiendan para la desalación de agua de mar como parte de la solución a la “Crisis Global” proponen a la fisión y fusión nuclear como una opción indispensable.

Ninguna de las estrategias que ha señalado incluye la Concentración de Energía Solar (Concentrating Solar Power, CSP) como una de las posibles alternativas en sus estrategias. Sin embargo, el constante aumento de la población y la rápida disminución de las fuentes acuáticas subterráneas requieren soluciones que sean económicas, seguras y amigables con el medio ambiente, en una palabra: sostenible.

Las fuentes de energía renovable han sido aceptadas en todo el mundo como fuentes de energías sostenibles, y se están introduciendo al sector energético con una tasa de crecimiento anual por encima del 25% por año. De todas las fuentes de energía disponibles, la concentración de energía solar es la que cuenta con un mayor potencial para satisfacer la demanda por muchos siglos de años. El impacto ambiental de su uso es aceptable, debido a que usa una gran cantidad de materiales reciclables como el acero, el concreto y vidrios para sus concentradores. Su costo, hoy en día, equivaldría alrededor de 50 US\$ por barril (8.8 US\$/GJ), y bajaría entre 10-15% cada vez que la capacidad mundial instalada se duplicara. A mediano plazo para 2020, un costo equivalente a 20US\$ por barril (3.5 US\$/GJ) podrá ser alcanzado. A largo plazo, se convertirá en una de las fuentes de energía más baratas, a un nivel tan bajo equivalente a un costo de 15 US\$ por barril (2.5 US\$/GJ)¹. La concentración de energía solar puede proveer la energía necesaria para la operación de plantas desaladoras, y es en consecuencia la fuente “natural” para la desalación de agua de mar.

1.1 Tecnologías de Desalación

Existe un gran número de tecnologías de desalación disponible y aplicada en todo el mundo. Algunas de éstas son completamente desarrolladas y aplicadas a gran escala, mientras otras son aún usadas en pequeñas unidades con fines demostrativos o de investigación y desarrollo

¹ Fuente de proyecciones de costos: (German Aerospace Center (DLR), 2007)

(Miller, 2003). La siguiente figura nos da una selección de las tecnologías comúnmente aplicadas.

Separación	Energía usada	Proceso	Método de Desalación
Agua de sales	Térmica	Evaporación	Multi-Stage Flash (MSF)
			Multi-Effect Distillation (MED)
			Thermal Vapour Compression (TVC)
			Solar Distillation (SD)
	Cristalización	Freezing (FR)	
		Gas Hydrate Processes (GH)	
	Filtración-Evaporación	Membrane Distillation (MD)	
Mecánica	Evaporación	Mechanical Vapour Compression (MVC)	
	Filtración	Reverse Osmosis (RO)	
Sales de Agua	Eléctrica	Filtración Selectiva	Electrodialysis (ED)
	Química	Intercambio	Ion Exchange (IE)

Tabla 1-1 Overview de los Métodos Contemporáneos de Desalación (El-Dessouky & Ettouney, 2002)

A continuación se detallan los principios de funcionamiento de algunos de los métodos de desalación en los que se recurre a la evaporación como el proceso básico de desalación, éstas son:

- ❖ Por Compresión de Vapor (VC)
- ❖ Instantánea de Múltiple Etapa (MSF)
- ❖ De Múltiple Efecto (MED)

1.1.1 Desalación por Compresión de Vapor (VC)

En el proceso de desalación por compresión de vapor (VC) la energía calorífica para evaporar el agua de mar viene de la compresión del vapor generado en la misma unidad. Se pueden emplear dos tipos de equipos para comprimir el vapor generado: un compresor mecánico (MVC) o un térmico (eyector) también llamado termocompresor (TVC). El primero requiere de energía eléctrica para poder llevar a cabo su función. Esta tecnología opera también bajo el principio de reducción del punto de ebullición del agua de mar, al reducir la presión dentro de la evaporadora, el compresor ayuda a generar el vacío en la unidad.

Un diagrama esquemático del proceso MVC se muestra en la figura 1.1. En este proceso, el agua de alimentación es enviada por un sistema de bombeo a través de dos intercambiadores de calor para ser precalentada con la energía residual del agua ya desalada y de la salmuera. El agua precalentada es introducida por la parte superior de la evaporadora, donde es rociada sobre el banco de tubos mediante un sistema de boquillas, las cuales esparcen el agua en forma de finas gotas. Una fracción del agua es evaporada al recibir la energía calorífica del vapor ya comprimido que se encuentra a una temperatura superior en el interior de los tubos.

El vapor generado pasa a través de los demisters donde se retiran las gotas finas que arrastra en su camino para llegar libre de agua a la entrada del compresor. El compresor succiona el vapor libre de gotas y lo comprime elevando su temperatura y presión. El flujo de vapor comprimido es descargado en el interior de los tubos de la evaporadora, al pasar a través de los tubos cede su energía calorífica para evaporar el agua de alimentación, sale como condensado al final de los tubos, se almacena en un depósito y después manda hacia el intercambiador de calor que precalienta parte del agua de alimentación. La salmuera producida en la evaporadora se bombea hacia el intercambiador de calor que precalienta la fracción restante del agua de alimentación.

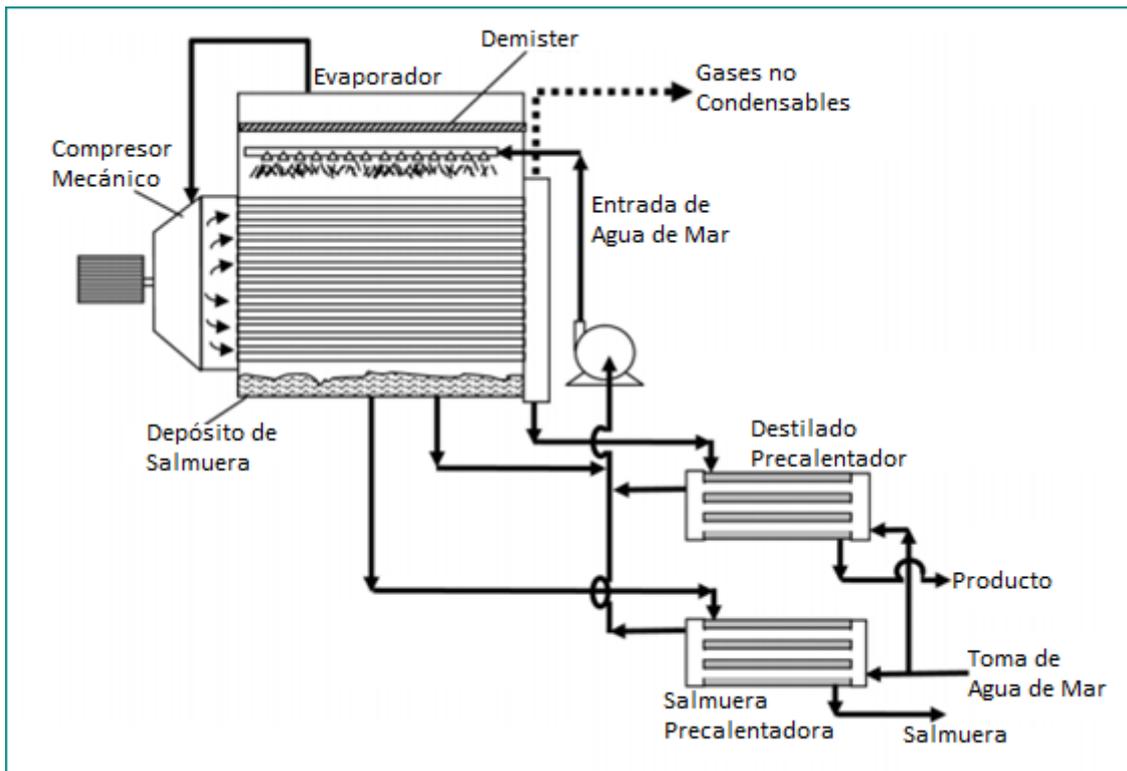


Figura 1.1 Desalación por MVC (Un solo efecto) (Ettouney, 2006)

Para el arranque de la planta se necesita una fuente de calor (vapor), por lo general se obtiene de una extracción de la turbina o del la caldera en un ciclo de generación. Al principio el proceso opera como sistema cerrado, el vapor que se utiliza para evaporar el agua de alimentación que está entrando es el de la extracción, hasta que la evaporadora genera el suficiente vapor para evaporar el agua de alimentación por si misma se retira la extracción de vapor. Sin embargo, el sistema solamente requiere energía eléctrica para ser operado, la cual es usada en el compresor, bombas, sistema de vacío y equipo de control.

Los perfiles de temperatura que se llevan a cabo en el proceso se muestran en la figura 1.2.

Durante el proceso de evaporación, se rechazan gases no condensables, O_2 , N_2 y CO_2 , del agua de mar, esto para prevenir su acumulación, lo cual podría incrementar la resistencia en la transferencia de calor y reducir el coeficiente global de transferencia de calor. También, un incremento en la cantidad de los gases no condensables reduce parcialmente la presión del vapor no condensado, a su vez, decrece la temperatura del vapor. Por lo tanto, es necesario un orificio de ventilación y un eyector para remover los gases no condensables continuamente, en

otros casos un deaerador es utilizado para asegurar la extracción de los gases no condensables del agua de alimentación.

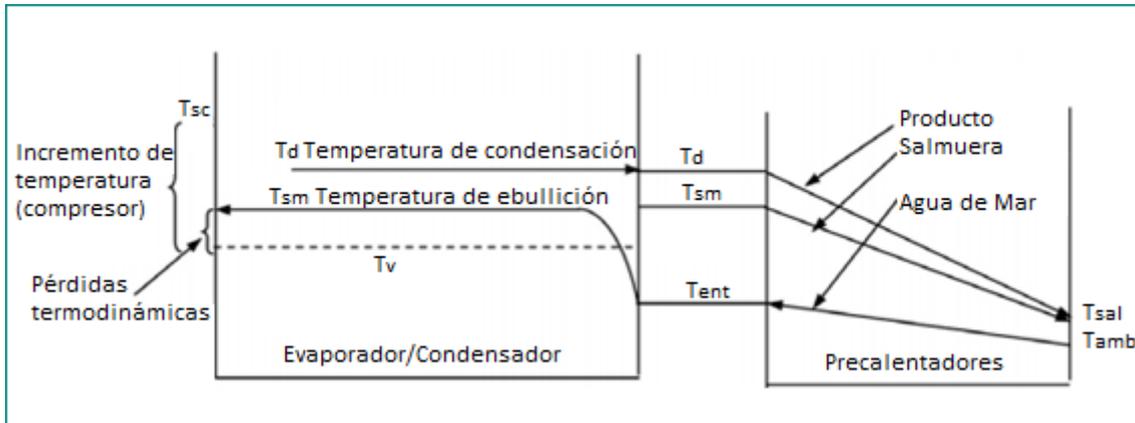


Figura 1.2 Perfil de temperaturas en el proceso MVC (Ettouney, 2006)

Algunos diseños pueden hacer uso de una bomba de recirculación de salmuera; esto podría ser necesario para controlar el tiempo de residencia del agua de alimentación dentro de la evaporadora.

1.1.2 Desalación de Múltiple Efecto (MED)

La destilación por múltiple efecto (MED) es el proceso de desalación más viejo que existe. El proceso MED se lleva a cabo en una serie de evaporadores llamados efectos, el principio de operación es la reducción de la presión a través de los efectos de una forma escalonada. La presión dentro de las cámaras se encuentra a presión de vacío. Esto permite que el agua pueda evaporar a temperaturas cada vez más bajas y que el vapor obtenido en cada cámara pueda ceder su energía en la siguiente. El agua de alimentación se hace pasar por el primer efecto, donde es rociada mediante un sistema de aspersores sobre la superficie de los tubos del evaporador, donde recibe energía calorífica de la fuente de alimentación (por lo general vapor de extracción de una turbina o caldera) que pasa por el interior de los tubos; como consecuencia, parte del agua se evapora.

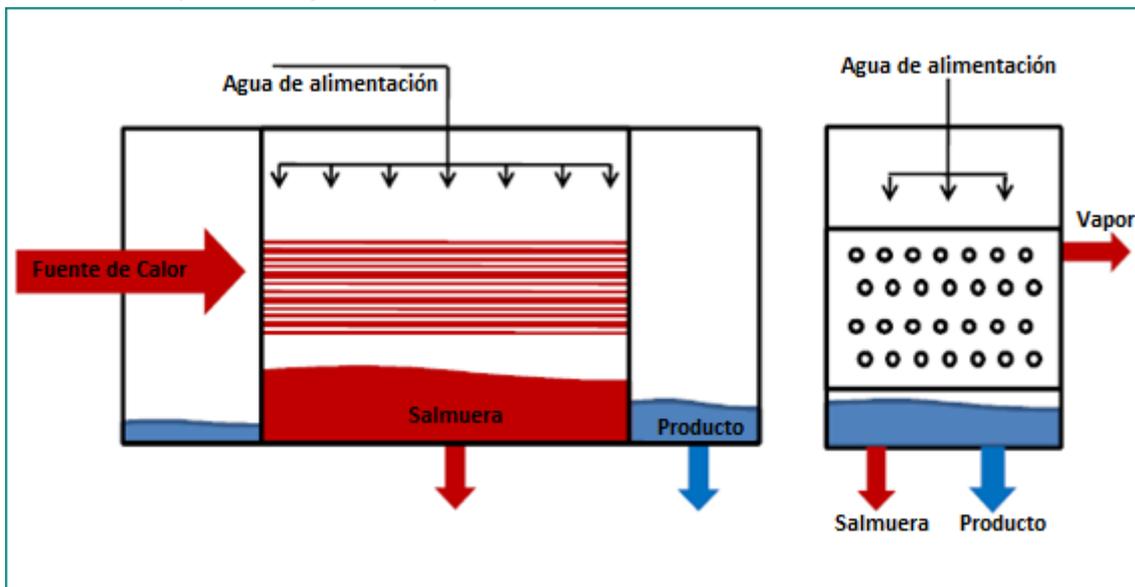


Figura 1.3 Cámara o efecto de un proceso MED. Izquierda vista frontal, derecha vista lateral.

El vapor obtenido se manda a la siguiente cámara, la cual se encuentra a una presión más baja, entra en un intercambiador de calor donde cede su calor latente hasta ser condensado, se recolecta en un depósito para después ser extraído mediante un sistema de bombeo para formar parte del producto. El calor cedido permite la evaporación del agua que se rocía sobre los tubos en la segunda cámara. Este proceso de evaporación y condensación es repetido sucesivamente de efecto a efecto cada uno con menor presión y temperatura. La figura 1.3 muestra una cámara del proceso MED.

El vapor de la planta es económicamente proporcional al número de efectos. El número total de efectos es limitado por la temperatura máxima de trabajo y el valor mínimo en la diferencia de temperaturas entre un efecto y el siguiente. En plantas grandes se pueden emplearse de 8 a 16 efectos. Algunas plantas se han diseñado con una temperatura máxima alrededor de 70 °C en el primer efecto, lo cual reduce el crecimiento de incrustaciones en los tubos de la evaporadora.

La salmuera resultante puede ser utilizada en el siguiente efecto o desechada, dependiendo de la configuración del sistema. Los posibles arreglos del sistema MED, son determinados de acuerdo a la forma en que es suministrada el agua de alimentación estos son en paralelo o en serie.

En el proceso en paralelo el flujo de agua de alimentación es dividido en el número total de cámaras, figura 1.4, la salmuera producida en cada cámara se rechaza o se introduce en la siguiente cámara por la parte inferior.

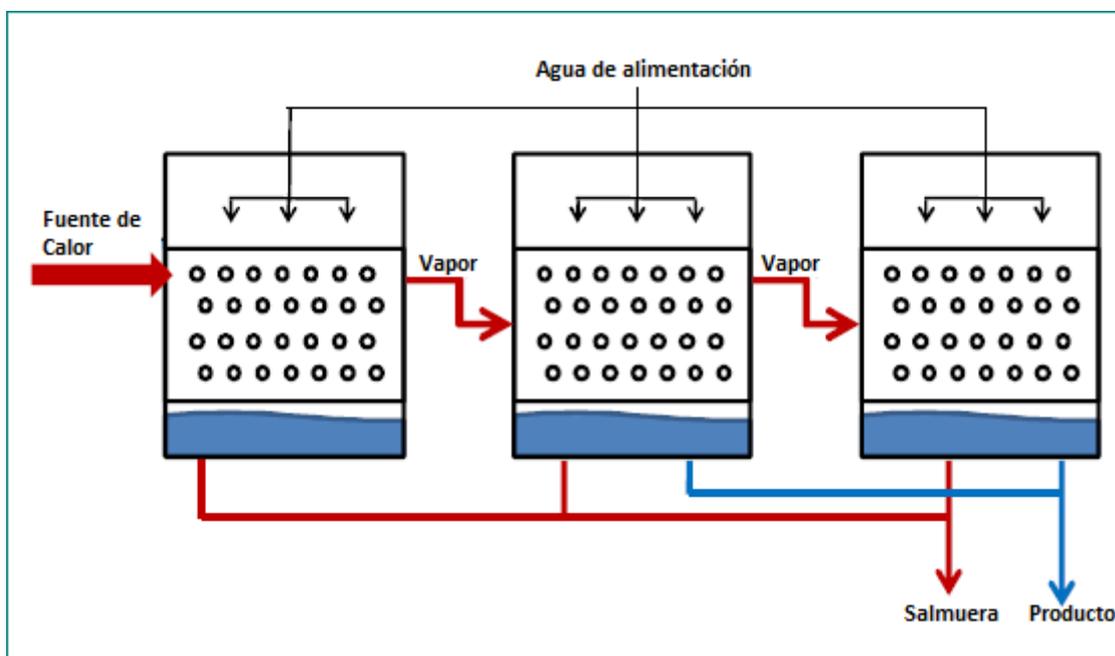


Figura 1.4 Alimentación en paralelo del sistema MED

La alimentación en serie del sistema MED, figura 1.5, la salmuera que se produce en el primer efecto es enviada como agua de alimentación en el segundo efecto, donde aún se puede aprovechar su energía para continuar con la evaporación. La salmuera producida en el

segundo efecto es utilizada como agua de alimentación en el tercer efecto y así sucesivamente.

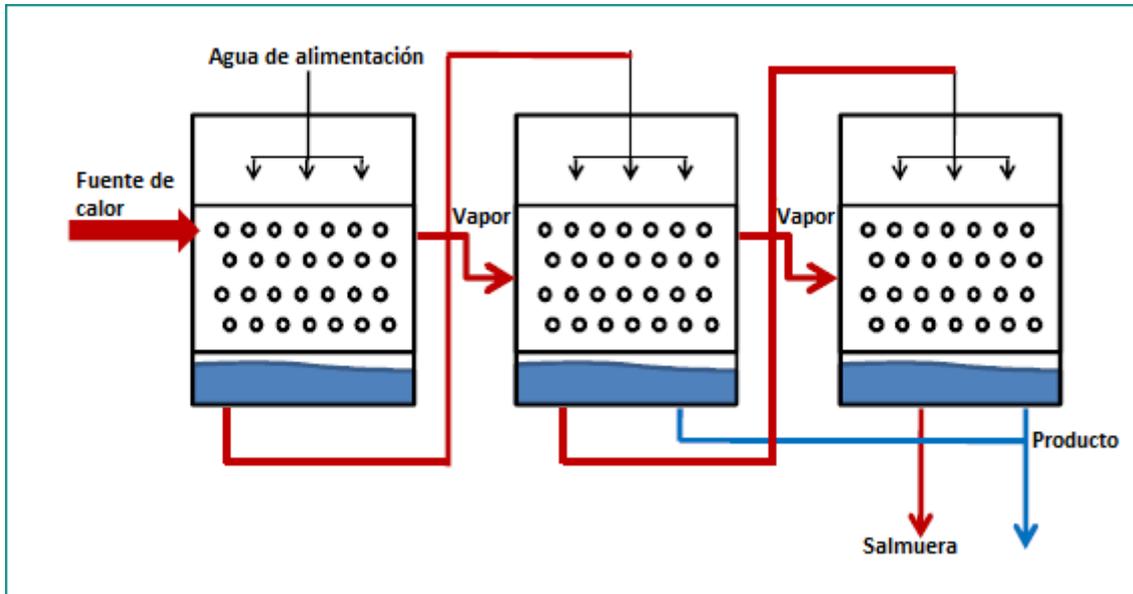


Figura 1.5 Alimentación en serie del sistema MED

1.1.3 Desalación Instantánea de Múltiple Etapas (MSF)

El proceso de destilación instantánea de múltiples etapas MSF está basado en el principio de la evaporación instantánea (evaporación tipo flash, del inglés). Para esta técnica, figura 1.6, el agua de alimentación es llevada a través de una serie de intercambiadores de calor, los cuales se encuentran dentro de cada cámara de evaporación, el agua de alimentación eleva su temperatura gradualmente al ir pasando por los intercambiadores de calor al recibir el calor desprendido por la condensación del vapor generado en cada etapa. El agua de alimentación precalentada pasa por un intercambiador de calor donde recibe la energía calorífica de la fuente de calor externa (por lo general una extracción de vapor de la turbina o de la caldera de un ciclo de generación) para elevar más su temperatura.

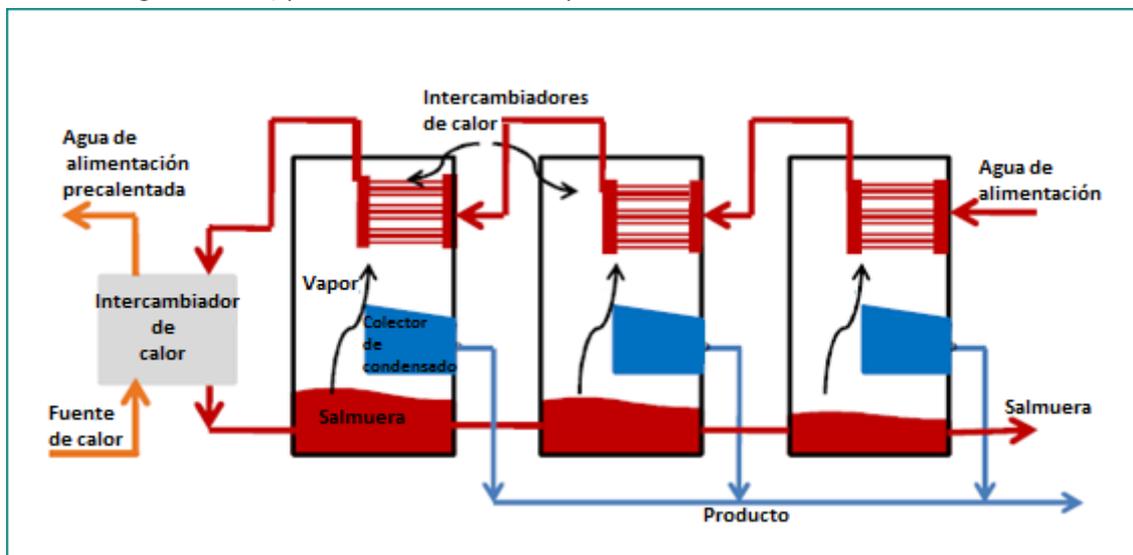


Figura 1.6 Proceso de desalación MSF



Después de esto, el agua es introducida a la primera cámara de evaporación instantánea donde una porción de ésta se evapora debido a la presión de vacío que se tiene en la cámara, el vapor generado se condensa al ceder su energía en el intercambiador que se encuentra en la parte superior, el cual precalienta el agua de alimentación. A diferencia del sistema MED el vapor en este caso se condensa por la parte exterior de los tubos del intercambiador de calor, el condensado es colectado. La salmuera que se genera en la primera cámara es introducida en las siguientes cámaras, en las cuales va decreciendo la presión para repetir nuevamente el proceso de evaporación instantánea a lo largo de ellas. Por último el condensado colectado en cada cámara se retira mediante un sistema de bombeo hacia un tanque de almacenamiento y se extrae la salmuera obtenida en la última etapa.

La temperatura del agua de alimentación después de ser calentada por la fuente de calor por lo general varía entre 90 y 120°, dependiendo de método seleccionado para el control de incrustaciones.

1.2 Conclusiones

- i. La creciente demanda de agua dulce como consecuencia del aumento poblacional, la constante contaminación ambiental y el aumento de los costos de los combustibles fósiles son algunos de las principales causas de la búsqueda de fuentes alternas de energía para la desalación de agua de mar.
- ii. Debido al potencial que representa, la concentración de energía solar (CSP) es la fuente de energética que podría cubrir ésta necesidad por cientos de años.
- iii. Todas las tecnologías de desalación pueden ser rediseñadas para el aprovechamiento de diversas fuentes de energías. La energía solar podría suministrar directa (térmica) o indirectamente (conversión de energía mecánica a eléctrica) la energía requerida para dichos sistemas.

2 El Recurso Solar

El recurso solar es enorme comparado con nuestras necesidades energéticas. Este puede ser captado y transformado en calor o electricidad. Esto varía en cantidad y calidad de acuerdo a las diferentes zonas pero también debido al tiempo, de tal forma que no son totalmente predecibles dichos cambios. La radiación es la forma de transferencia de calor en la que podemos aprovechar ésta energía, de tal modo que existen dos tipos de radiación, directa y difusa. Esta fuente de energía no está tan bien comprendida como uno podría pensar, algunas lagunas de conocimiento deben ser aún cubiertas.

2.1 Radiación Solar

A cada segundo, el Sol convierte más de cuatro millones de toneladas de su propia masa (en su mayoría hidrógeno y helio) a energía, produciendo neutrinos y radiación solar, radiada en todas direcciones. Una pequeña fracción, media billonésima parte, de esta energía cae sobre la tierra después de un recorrido de 150 millones de kilómetros aproximadamente, el cuál le toma un poco más de ocho minutos.

La irradiación solar, es decir, la cantidad de energía que el Sol deposita por unidad de área que está directamente expuesta a la luz solar y perpendicular a esta, es de 1368 watts por metro cuadrado (W/m^2) medida en la superficie externa de la atmósfera. Este parámetro es bien conocido como constante solar. Sin embargo la luz solar sobre la superficie de nuestro planeta es atenuada por la atmósfera, así que menos energía llega a la superficie terrestre, alrededor de $1000 W/m^2$ en condiciones óptimas (cielo despejado y cuando el Sol está cerca del Cenit).

Nuestro planeta no es un disco, pero si un tipo de esfera rotatoria. El área de la superficie del globo es cuatro veces el área de la superficie de un disco del mismo diámetro. Como consecuencia, la energía recibida del Sol promedio al año y sobre el área de la superficie externa (sobre la atmósfera), es una cuarta parte de $1368 W/m^2$, es decir $342 W/m^2$. De estos $342 W/m^2$ aproximadamente $77 W/m^2$ son nuevamente reflejados al espacio por nubes, aerosoles y la atmósfera, además $67 W/m^2$ son absorbidos por la atmósfera (Intergovernmental Panel on Climate Change, IPCC, 2001). El resto $198 W/m^2$, es decir 57 % del total, llega hasta la superficie terrestre (en promedio).

La radiación solar que llega a la superficie de la tierra tiene dos componentes: directa o “haz” de radiación, la cual llega directamente del disco solar; y la radiación difusa, la cual llega indirectamente (dispersada en su mayoría por las nubes). La radiación directa crea sombras, la difusa no. La radiación directa casualmente es percibida como “luz solar”, una combinación de luz brillante y calor radiante. La radiación difusa, por otro lado, es percibida como “luz del día”. En cualquier dispositivo solar uno podría también considerar un tercer componente, la radiación difusa reflejada por la superficie de la tierra. El término radiación solar global se refiere a la suma de todos estos componentes, directa y difusa.

En total, el Sol proporciona una considerable cantidad de energía: alrededor de 885 terawatt hora (TWh) alcanzando la superficie de la tierra en un año, lo cual es 6200 veces la energía primaria comercial consumida por la humanidad en 2008, y 4200 veces la energía que el hombre podría consumir en 2035 siguiendo las condiciones del escenario actual de la Agencia

Internacional de Energía)² . En otras palabras, le tomaría al Sol una hora y 25 minutos enviarnos la cantidad de energía necesaria que consumimos en un año regularmente, o un poco más de 4.5 horas para enviar la misma cantidad de energía exactamente sobre la superficie terrestre. Para el 2035, de acuerdo a dicho escenario, estos números podrían crecer a un poco más de dos horas y a un poco menos de siete horas, respectivamente. Una comparación centrada en la energía final demandada (ver nota al pie) podría reducir significativamente éstos números, a una hora de luz solar sobre la esfera terrestre (sobre la atmósfera) o 3.25 horas sobre la superficie de la tierra en condiciones actuales. De acuerdo a las proyecciones de la Agencia Internacional de Energía éstos datos incrementarían a 1.5 horas o 4.75 horas.

Mientras que las reservas de combustibles fósiles comprobadas representan 46 años (Petróleo), 58 años (Gas Natural) y casi 150 años (Carbón) de consumo energético disponible en condiciones actuales (IEA, 2010b), la energía recibida por el sol en un solo año, si fuera totalmente captada y almacenada, podría representar más de 6000 años de consumo total de energía. Captar y distribuir un décimo del uno por ciento de esta energía, y el problema del suministro de energía desaparecería. La cantidad anual de energía recibida del Sol supera por mucho el total estimado de fuentes fósiles, incluyendo la fisión de uranio (Figura 1.1). Esto también hace parecer mínimo el potencial de energía renovable derivada de la energía solar: fotosíntesis (es decir, biomasa), energía hidráulica y del viento.

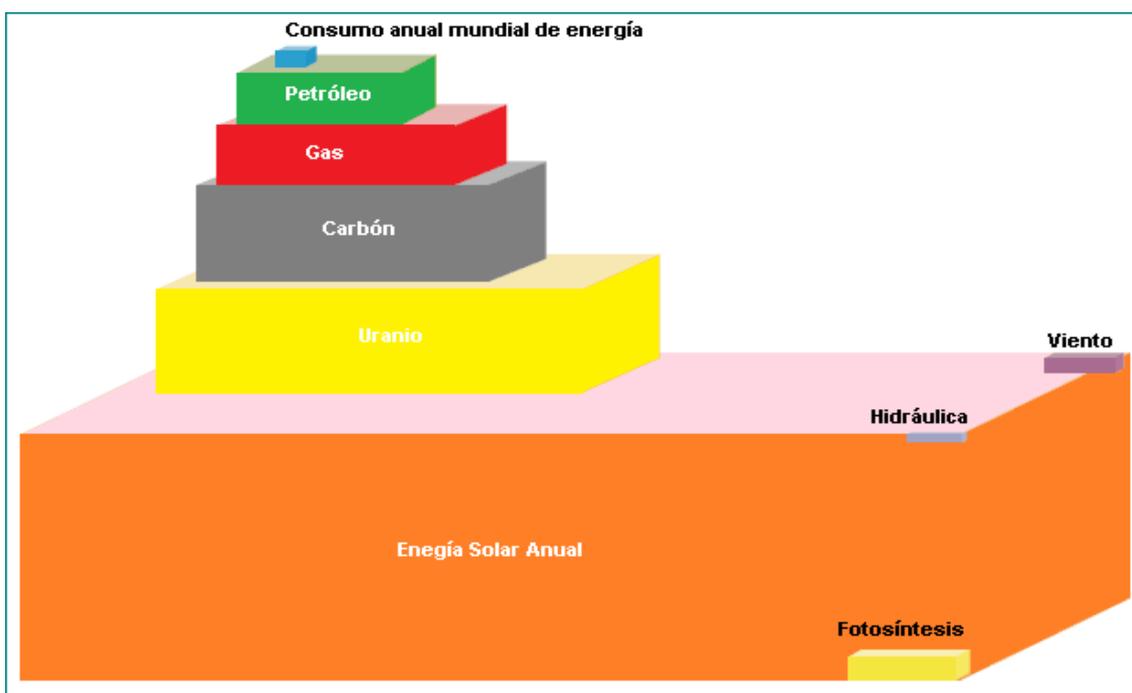


Figura 2.1 Total de recursos energéticos (National Petroleum Council, 2007)

² El suministro global de energía primaria en 2008 fue de 142,712 TWh. En las condiciones del escenario actual, para el 2035 este número podría subir a 209,900 TWh. El consumo mundial de energía final fue de 97,960 TWh en 2008 y podría ser de 142,340 TWh para el 2035 de acuerdo a las condiciones del escenario actual planteado por la Agencia Internacional de Energía (IEA, 2010b). La diferencia entre el suministro de energía primaria y el consumo de energía final representa las pérdidas en el sistema de energía, particularmente en plantas eléctricas de combustibles fósiles y en el uso tradicional de biomasa.

El elemento importante que falta es la energía geotérmica, la cual es la fuente de energía renovable de mayor potencial que no se deriva de la energía solar. Este potencial teórico es inmenso, pero probablemente sea mucho más difícil de explotar a gran escala que la energía solar.³

Un reporte especial reciente en energías renovables publicado por el Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC, 2011) proporciona estimaciones del potencial técnico⁴ mundial de las fuentes de energía renovable de una gran número de estudios (Figura 1.2), mostrado en una escala logarítmica, debido al amplio rango de datos evaluados. La biomasa y la energía solar directa son mostradas como energía primaria debido a sus múltiples usos. Curiosamente, el mínimo de la estimación del potencial técnico para la energía solar directa no solo es mayor que el suministro de energía primaria mundial, sino que también excede al máximo estimado para cualquier otra fuente de energía potencial.

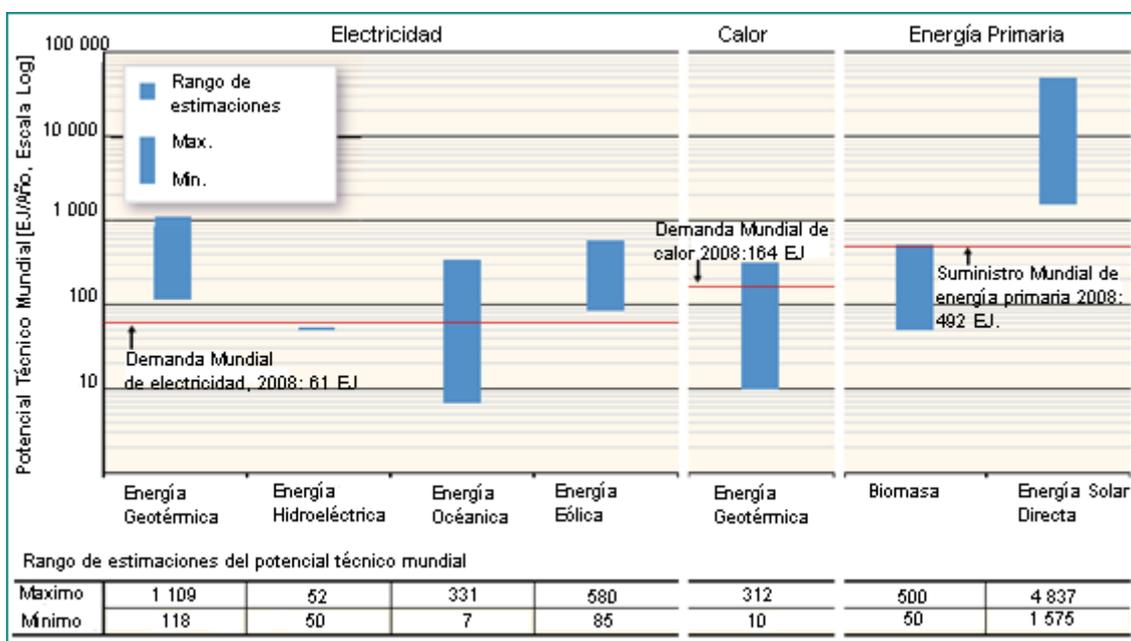


Tabla 2-1 2 Potencial técnico mundial de las fuentes de energía (IPCC, 2011)

Nota: los potenciales técnicos aquí indicados representan potenciales mundiales totales del suministro anual de la energía renovable, sin deducir el potencial que está siendo ya utilizado. Obsérvese que las fuentes de electricidad provenientes de la energía renovable pueden utilizarse con fines de calefacción, mientras que los recursos de biomasa y solares figuran solo como energías primarias pero pueden utilizarse para responder a distintas necesidades de servicios energéticos. 1 EJ \approx 278 terawatt hora (TWh).

Desde que las mediciones de la irradiación empezaron en los 50's, los científicos han observado una reducción del 4%. Esto fue llamado "Oscurcimiento Global" y fue atribuido a las emisiones de aerosoles, en particular aerosoles de sulfato, y posiblemente también a los gases desechados por las aeronaves. El Oscurcimiento Global podría haber enmascarado parcialmente el calentamiento global debido a la acumulación atmosférica de gases de efecto

³ El calor contenido bajo superficie terrestre es enorme, pero el flujo que viene naturalmente a la superficie es mucho menor en promedio comparado con la energía solar sobre la misma superficie (Ver IEA, 2011B).

⁴ Véase en el Anexo una definición completa de Potencial Técnico.



invernadero resultante de las emisiones humanas. Esto podría ser responsable del enfriamiento localizado de regiones, como el este de Estados Unidos, que está bajo las condiciones de la mayor fuente de contaminación del aire. Desde 1990 el Oscurecimiento Global se ha detenido e incluso revertido a un “Iluminación Global”. Dicho cambio se produjo en el momento en que las emisiones de aerosol en el mundo disminuyeron. Aún con todo esto ni el “oscurecimiento” ni la “iluminación” deberían afectar significativamente las perspectivas de la energía solar.

Otras variaciones en la irradiación solar son aún menos relevantes para fines energéticos. Cambios a corto plazo, como los relacionados a los 11 años del ciclo de las manchas solares, son también mínimos (alrededor de 0.1 % ó 1.3 W/m²). Los grandes cambios previstos, ligados a los ciclos astronómicos son además muy lentos (en la escala de milenios). En una escala local, sin embargo, las variaciones en los patrones climáticos entre años son mucho más significantes. El cambio climático debido al incremento de los gases de efecto invernadero en la atmósfera podría influir en la nubosidad y reducir la claridad, y el potencial de la fuente de energía solar en diferentes regiones del mundo. Los modelos actuales sugieren, sin embargo, que las variaciones promedio mensuales en el flujo solar seguirán siendo muy lentas, aunque esto no necesariamente es cierto con respecto a la irradiación directa normal.

2.2 Dos formas básicas de aprovechar la energía solar

Los rayos solares puede ser distinguidos de acuerdo a sus longitudes de onda, lo cual determina la luz visible, la infrarroja y la radiación ultravioleta. La luz visible constituye alrededor del 40% de la energía radiada, la infrarroja el 50% y la ultravioleta el restante 10%. La mayoría de luz infrarroja son o rayos infrarrojos de onda corta (“short-wave infra red”), con longitudes de ondas más cortas que 3 000 nanómetros y no se considera radiación térmica.

El beneficio primario del Sol para la mayoría de la gente es la luz, su uso óptimo puede ser implementado en edificios para reducir el consumo de energía. Esta área de desarrollo, llamada “Day Lighting”, es una de las vías para reducir el consumo energético en las construcciones. La energía solar irradiada es fácilmente transformada en calor a través de la absorción por materiales sólidos, líquidos o gaseosos. Dicho calor puede ser usado posteriormente para confort, calentar agua de piscinas o aguas sanitarias (Baños, duchas, etc.), para evaporación de agua y secado de cosas (principalmente cultivos y alimentos), y calefacción, ésta última aplicación es una de las principales en el consumo de energía. El calor puede también ser transformado a trabajo mecánico o electricidad, lo cual facilita las transformaciones físicas o químicas y por lo tanto los procesos industriales.

No obstante, la radiación solar puede también ser vista como un flujo de partículas electromagnéticas o fotones. Los fotones provenientes del Sol son altamente energéticos, y pueden promover foto-reacciones como en la fotosíntesis y generar conducción de electrones en semiconductores, permitiendo la conversión fotovoltaica de la luz solar a electricidad. Otras foto-reacciones empiezan también a ser usadas, por ejemplo, en la detoxificación catalítica del agua.⁵

⁵ Detoxificación catalítica del agua: proceso químico que consiste en la eliminación de contaminantes del agua (generalmente industrial) mediante procesos de oxidación bajo la influencia de luz ultravioleta.

Se nota que los dos métodos fundamentales para aprovechar la energía del sol -calor y foto-reacción- pueden también ser combinados en muchas formas para generar diversos vectores energéticos.

2.3 Variación de la fuente solar

Aunque considerada así, la fuente solar no es constante. Varía a lo largo del día y del año, y de acuerdo a las zonas. Gran parte de esta variación es el resultado directo de la geografía de la Tierra y sus movimientos astronómicos (su rotación y su órbita alrededor del Sol). Dichas variaciones son definidas y hechas menos previsibles de día a día por la interrelación entre la geografía, océanos y masas continentales, y la siempre cambiante composición de la atmósfera, empezando con la formación de nubes.

Todos los lugares de la Tierra tienen las mismas 4 380 horas de luz por año (no bisiesto), es decir, la mitad de la duración de año. Sin embargo, la energía promedio recibida del Sol varía continuamente a lo largo del año. El eje de rotación de la tierra está inclinado 23.45° con respecto a la eclíptica –el plano que contiene la órbita de la Tierra alrededor del Sol. Dicha inclinación resulta en días más largos, el sol está más alto en el cielo, del equinoccio de marzo al equinoccio de septiembre en el hemisferio norte, y del equinoccio de septiembre al equinoccio de marzo en el hemisferio sur.

Cuando el Sol está más bajo en el cielo, su energía se difunde sobre un área mayor, es por lo tanto menos “fuerte” por unidad de superficie. Esto es llamado el “Efecto Coseno”. Más específicamente, suponiendo que no hay atmósfera, en cualquier lugar sobre una superficie horizontal la dirección del Sol en este Cenit forma un ángulo con la vertical. La irradiación recibida sobre la superficie es igual a la irradiación sobre una superficie perpendicular a la dirección del Sol multiplicado por el coseno de este ángulo (Figura 2.2).

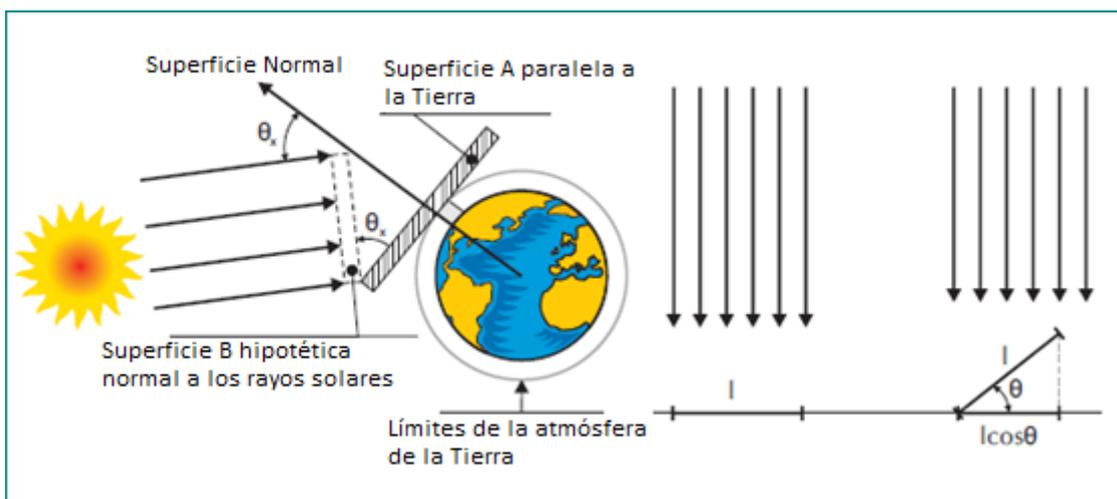


Figura 2.2 El Efecto Coseno (Stine & Geyer, Power from the Sun, 2011)

Ésta inclinación nos lleva a la definición de dos líneas imaginarias que delimitan todas las zonas sobre la Tierra donde el Sol llega a un punto directamente sobre la cabeza al menos una vez durante el año solar. Éstos son los trópicos, situados a 23.45° de latitud a cada lado del ecuador. Así, las zonas tropicales reciben más radiación promedio anual por área que los

lugares que están en el norte del Trópico de Cáncer o el Sur del Trópico de Capricornio. Independiente de la absorción atmosférica, la cantidad de irradiación disminuye, especialmente en invierno, mientras la latitud incrementa. La irradiación extraterrestre promedio sobre un plano horizontal depende de la latitud (Figura 2.3). Además ésta varía a lo largo del año a diversas latitudes –en gran medida a latitudes altas, especialmente en los círculos polares, y muy poco en los trópicos.

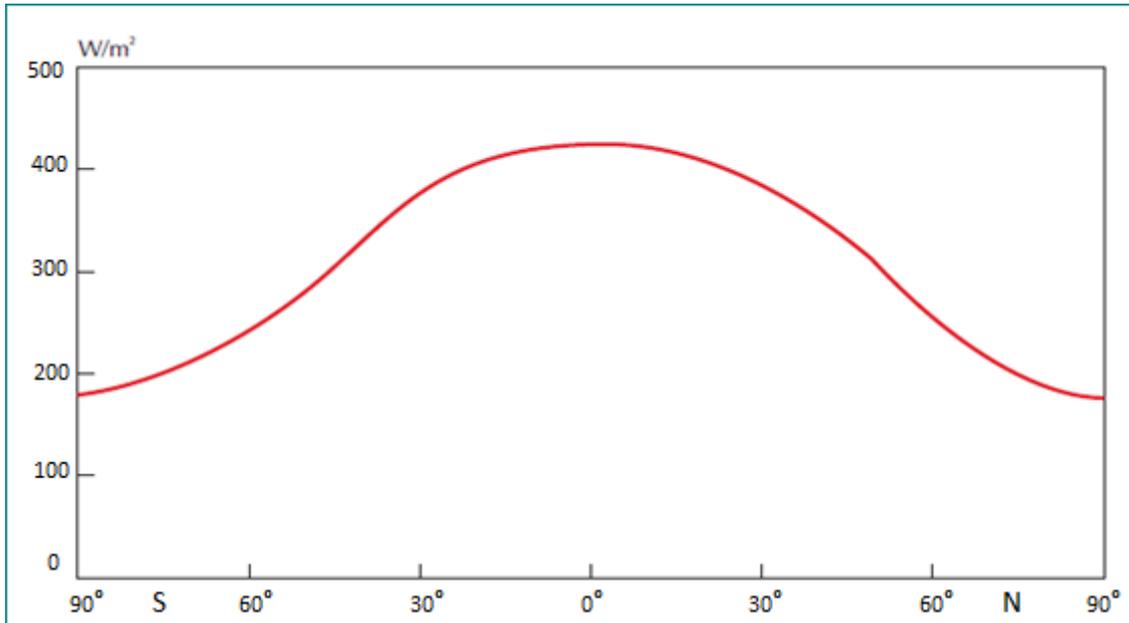


Figura 2.3 Irradiación Anual Promedio (IAE, 2011)

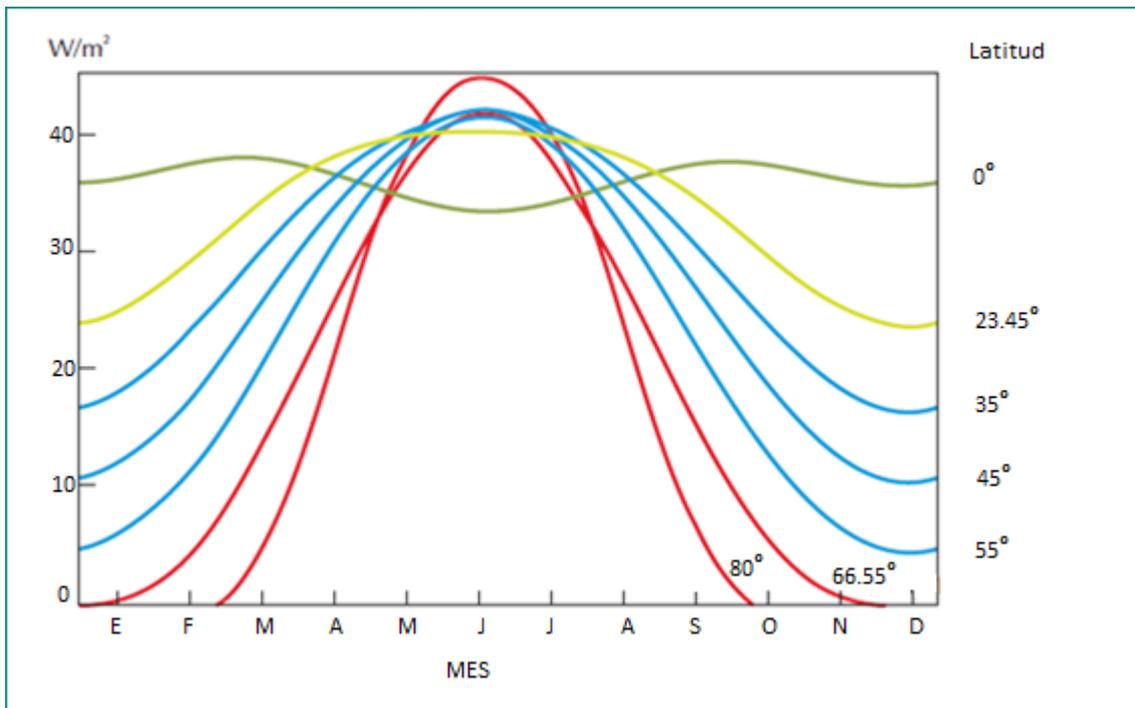


Figura 2.4 Irradiación total mensual extraterrestre en un plano horizontal a la superficie (ITACA)

La figura 2.4 muestra que hay días donde las regiones polares reciben mayor irradiación que en todos los otros lugares de la Tierra, con alrededor de $13.5 \text{ kWh/m}^2/\text{día}$ en el solsticio de Diciembre para el Polo Sur y $12.6 \text{ kWh/m}^2/\text{día}$ en el solsticio de Junio para el Polo Norte comparado con $10 \text{ kWh/m}^2/\text{día}$,aproximadamente, para el Ecuador. Ésta diferencia es probablemente definida por la diferencia en la transparencia de la Atmósfera de ambos lugares. Los Polos son los lugares más soleados de la Tierra, pero solo por unos pocos días al año debido a los días de verano del círculo polar de 24 horas, contra solo 12 horas en el Ecuador.⁶

Sin embargo, éste modelo básico es complicado por la Atmósfera, y su contenido de vapor de agua y partículas, las cuales varían en todo tiempo y lugar. Dicha composición tiene dos implicaciones directas en la disponibilidad de la energía solar.

Primero, el efecto coseno es afectado por la gran distancia que los rayos del Sol viajan a través de la atmósfera de la Tierra hasta la superficie cuando el Sol está más bajo en el cielo –dos veces como máximo cuando la dirección del Sol forma un ángulo de 60° con la dirección del Cenit. Esto es llamado una “masa de aire” de valor 2, comparado con un valor de 1 cuando el Sol está exactamente en Cenit.

Segundo, la atmósfera disipa y absorbe energía solar -particularmente radiación infra roja absorbida por el vapor de agua y CO_2 , y radiación ultravioleta absorbida por el ozono. La luz visible y la radiación infra-roja cercana al espectro visible son los tipos de radiación solar más energéticos (longitudes de ondas más cortas), comprenden más del 95% de la radiación solar al nivel del mar (Figura 2.5).

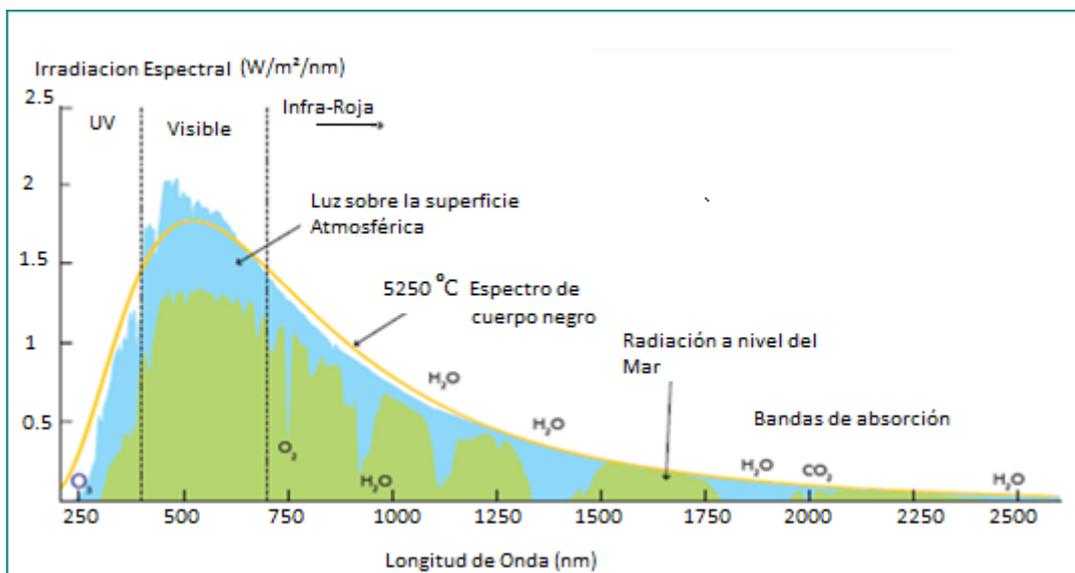


Figura 2.5 Espectro de radiación solar sobre la atmósfera y a nivel del mar (IAE, 2011)

⁶ El Polo Sur es más soleado que el Polo Norte debido a la órbita elíptica de la Tierra, es decir, el Sol está más cerca de nosotros durante el invierno del hemisferio norte. Por lo tanto, la llamada “constante solar” es realmente de 1320 W/m^2 el 2 de Julio y de 1415 W/m^2 el 2 de Enero.

Aproximadamente la mitad de la radiación dispersada se pierde en el espacio exterior, el resto es dirigido hacia la superficie terrestre de todas direcciones (radiación difusa). La cantidad de energía reflejada, dispersada y absorbida depende de la distancia que los rayos del Sol deben viajar, así como el nivel de partículas de polvo y vapor de agua –y claro, de las nubes- que se encuentran. La reducción del efecto coseno y de la masa de aire hace a la zona inter-tropical más soleada que otras. Sin embargo, la radiación global que llega a la superficie terrestre es más intensa en zonas áridas o semiáridas que en zonas húmedas del trópico o ecuador (Figuras 2.6, 2.7). Dichas zonas se localizan en general en el lado este de los continentes alrededor de los trópicos, pero no cerca del ecuador.

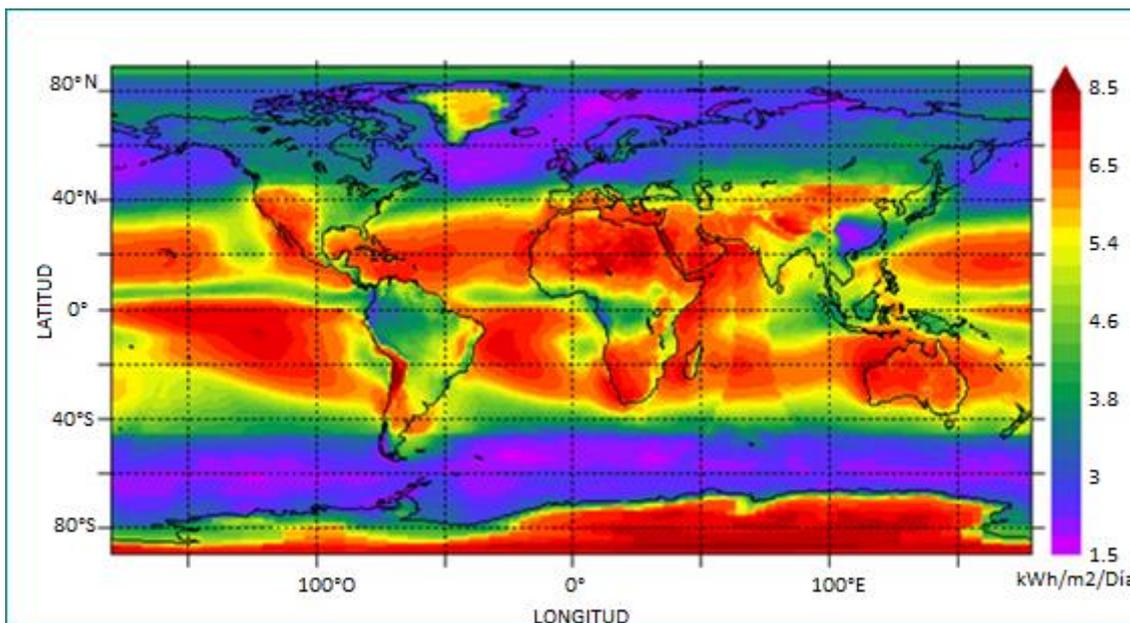


Figura 2.6 Suma anual de irradiación normal directa (DNI)⁷ (NASA)

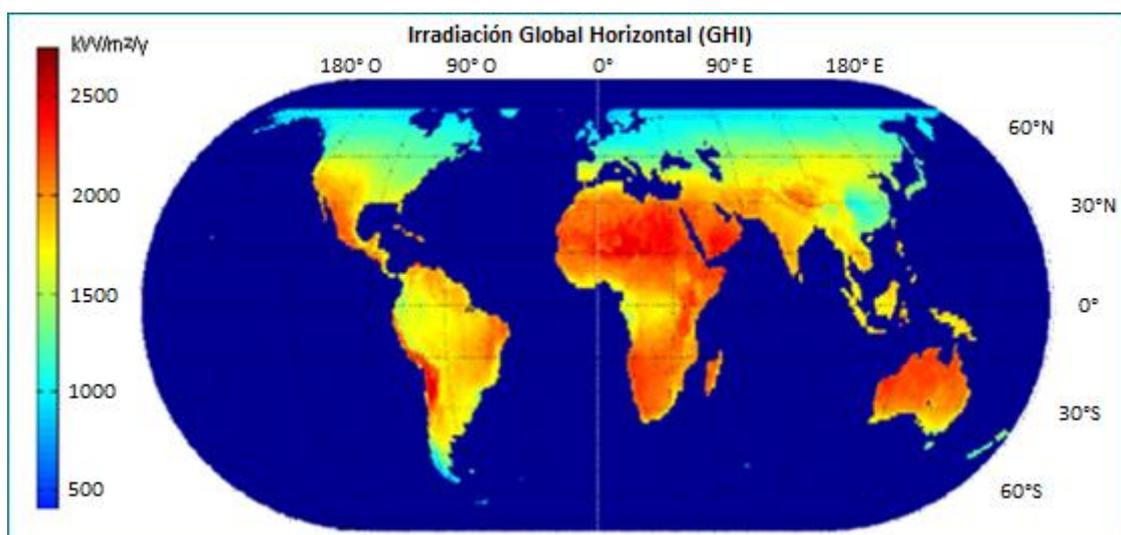


Figura 2.7 Suma anual de irradiación horizontal global (GHI)⁸ (Breyer & Schmid, 2010)

Nota: La irradiación solar global es excelente entre los 45° Sur y 45° Norte.

⁷ Irradiación recibida sobre una superficie perpendicular a los rayos del Sol.

⁸ Densidad de la fuente solar por unidad de área.

La energía recibida en Europa es alrededor de 1200 kWh/m^2 por año. Esto comparado, por ejemplo, con 1800 kWh/m^2 por año en México, aproximadamente. Los Estados Unidos, África, la mayoría de América Latina, Australia, gran parte de la India y una fracción de China también tienen una excelente irradiación promedio anual. Alaska, el norte de Europa, Canadá, Rusia y el sureste de China son un poco menos favorables. Algo curioso que sucede, es que, las regiones más favorecidas son aquellas en las que se espera un importante incremento en la demanda de energía en las próximas décadas (por supuesto incluyendo a México). Al separar la radiación difusa y directa, es claro que la luz solar directa varía más. Hay más irradiación difusa a lo largo del año en los trópicos húmedos, pero no más energía que en el sur de Europa o en el desierto del Sahara (Figuras 2.8 y 2.9).

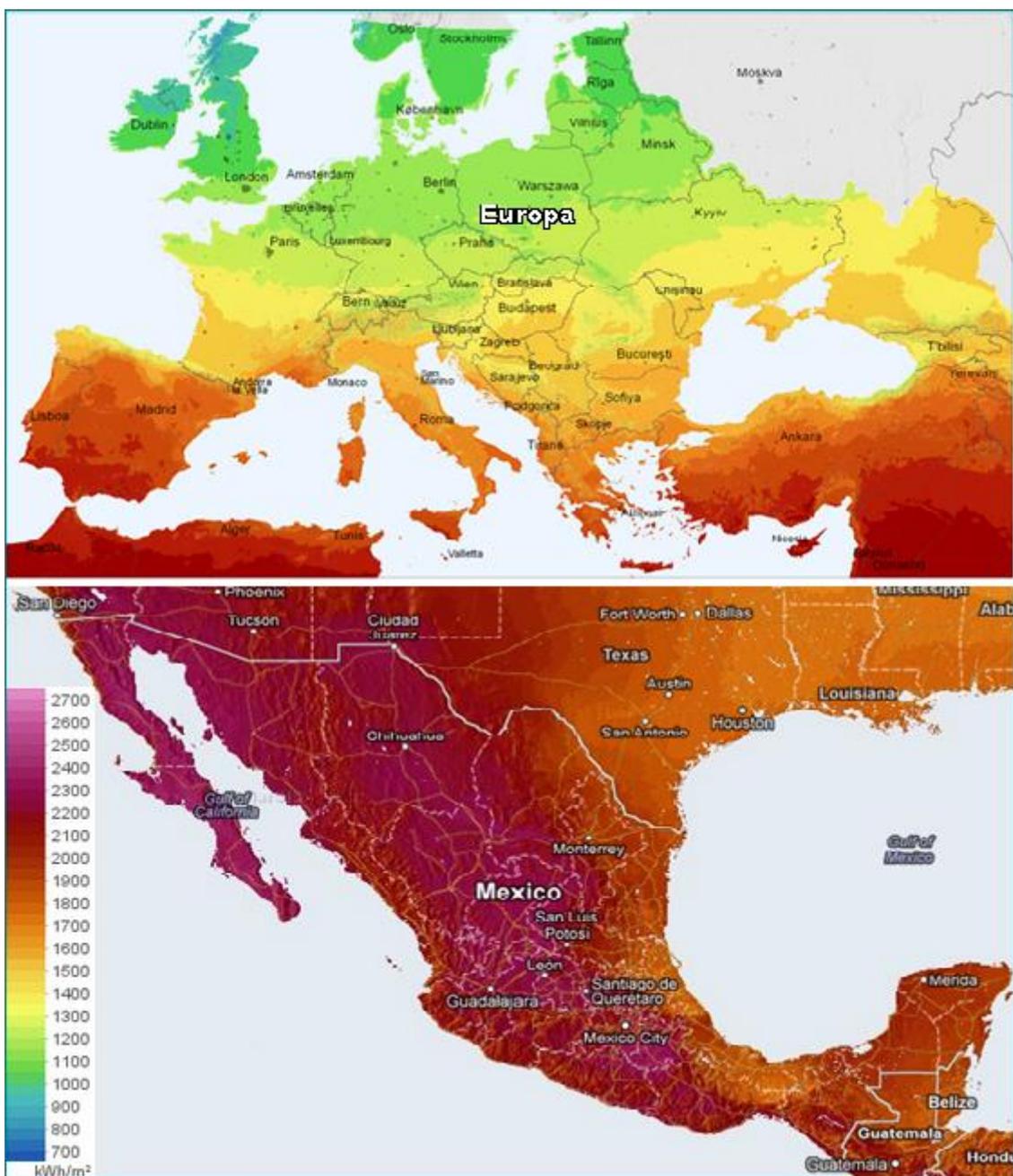


Figura 2.8 Irradiación horizontal global (SolarGIS)

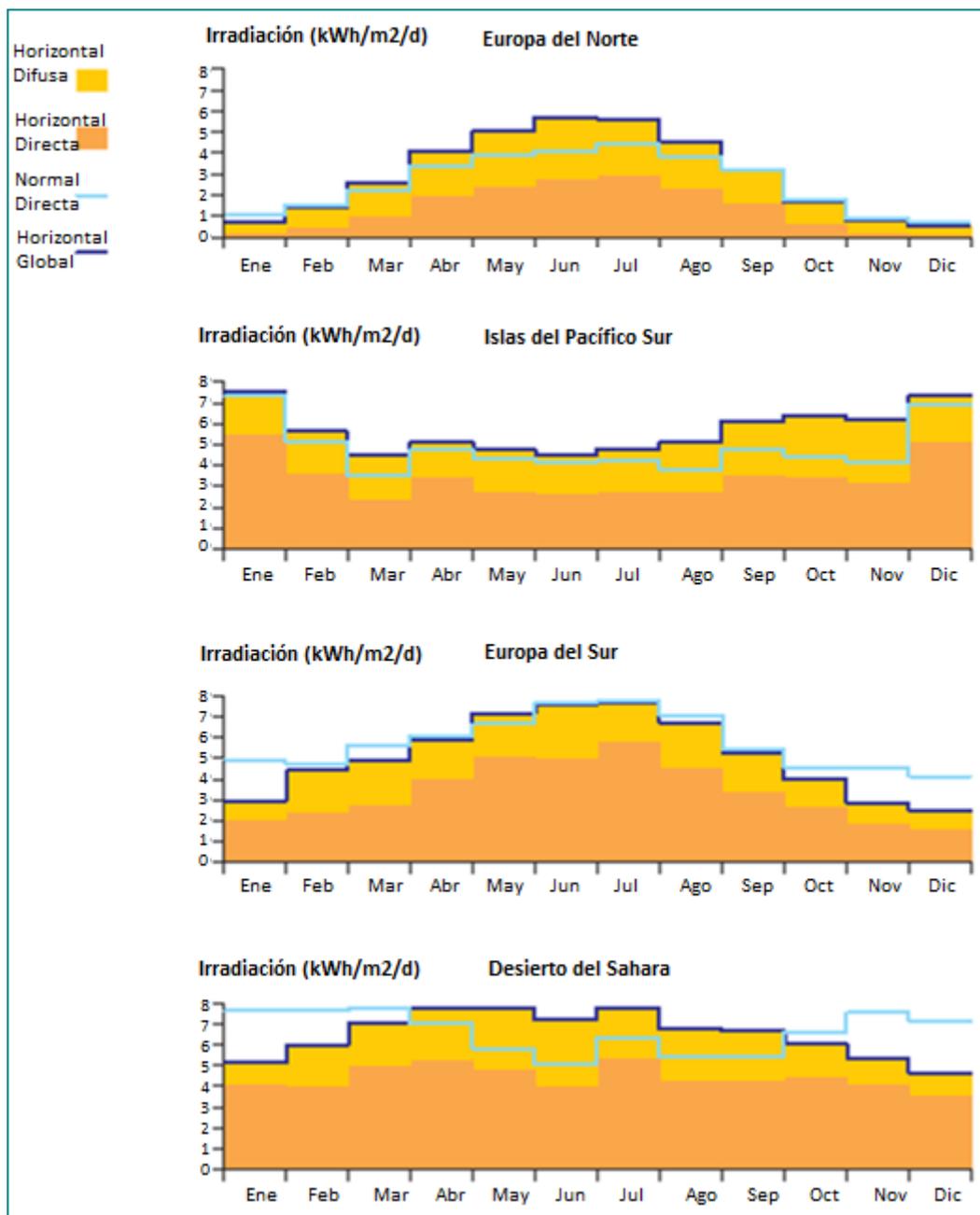


Tabla 2-2 Perfiles del promedio anual de radiación en diferentes regiones del mundo (Chhatbar, K, & Meyer, 2011)

Un claro mensaje es que los dispositivos solares pueden experimentar grandes desviaciones en la entrada de radiación de un año a otro. Otro es que, una medición de al menos 10 años es necesaria para obtener una idea precisa de la fuente promedio. Esto no es un error de medición, sino más bien una variación natural.

Un factor muy importante en la captación del recurso solar es la inclinación de los colectores para optimizar la captación solar. La inclinación de los colectores incrementa la irradiación (por área de superficie de captación) arriba del 35% o alrededor de los 500 kWh/m²/γ, especialmente para latitudes menores a 30° Sur y mayores que 30° Norte (Figura 2.9 y 2.10).

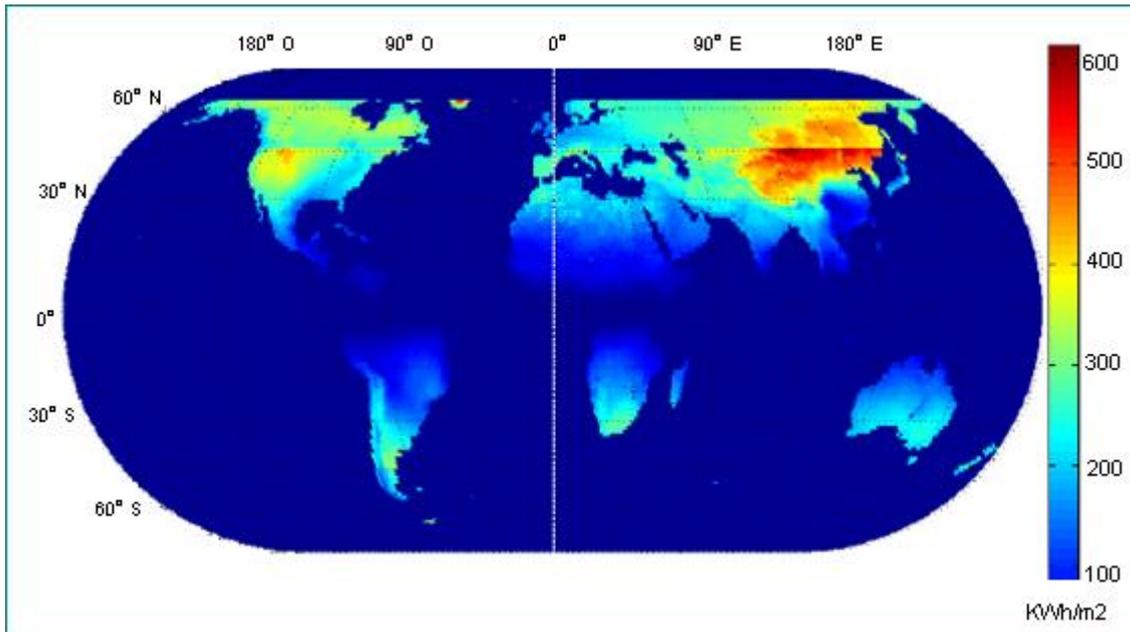


Figura 2.9 Incremento de la irradiación anual absoluta con ángulos óptimos de inclinación fija (Breyer & Schmid, 2010)

El ángulo óptimo de inclinación es normalmente considerado igual a la latitud del lugar, así la superficie de captación es perpendicular a los rayos del sol en promedio al año. Sin embargo, cuando la radiación difusa tiene mayor importancia, principalmente en el norte y centro de Europa, Tíbet, Tailandia y el extremo Sur de América Latina, el ángulo de inclinación óptimo puede ser de desviado hasta 10° con respecto a la latitud. El ángulo óptimo económico puede diferir del ángulo óptimo de irradiación, esto depende del tipo de aplicación y el impacto en los costos en la inversión total.

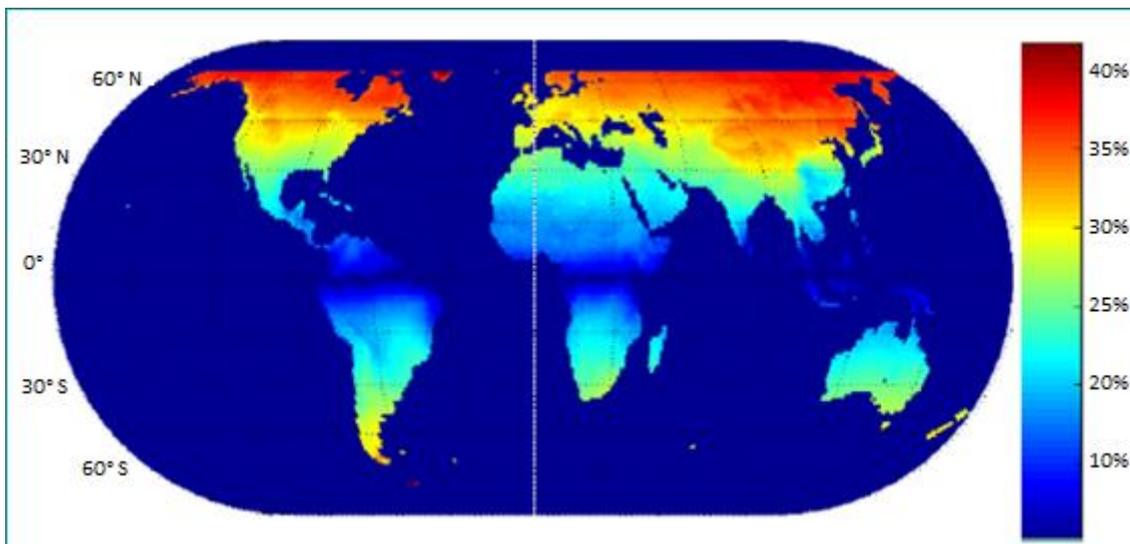


Figura 2.10 Incremento de irradiación anual relativa con ángulos óptimos de inclinación fija (Breyer & Schmid, 2010)

Dependiendo del tipo de aplicación, en ocasiones es necesaria la implementación de un equipo de rastreo o seguimiento solar, con el fin de elevar la eficiencia de captación. Obviamente esto repercute directamente y en gran medida sobre los costos del proyecto.



2.4 Conclusiones

- i. El Sol proporciona una considerable cantidad de energía, la cual equivaldría a 6200 veces la energía primaria comercial consumida por la humanidad en 2008, y 4200 veces la energía que el hombre podría consumir en 2035.
- ii. La variación de la composición atmosférica y el efecto coseno, principalmente, son los factores que determinan la cantidad de radiación solar que llega a las diferentes zonas sobre el globo terrestre. Dichas zonas se localizan en general en el lado este de los continentes alrededor de los trópicos, pero no cerca del ecuador.
- iii. La energía solar recibida en México en un año promedio es de con 1800 kWh/m^2 , y es en consecuencia, uno de los países con mayor potencial energético, aún mayor que los países Europeos. A pesar de esto, la tecnología requerida no se desarrolla como se esperaría en México, para lo cual es necesario la investigación, lo que se pretende en éste trabajo.

3 Energía Solar Térmica

Capturar la energía del Sol como calor es relativamente fácil, y puede ser hecho con una variedad considerable de instrumentos, estacionarios o de concentración. Escoger el adecuado dependerá de los niveles de temperaturas requeridos de la aplicación: calentar agua, calefacción, refrigeración, calor de proceso, generación de electricidad o producción de combustibles. El almacenamiento de calor es significativamente menos costoso que el de electricidad, pero compensar totalmente la variación estacional del calor solar sigue siendo un desafío.

3.1 Recolección de Calor

Los dispositivos para capturar la energía solar esencialmente tienen una superficie receptora de luz solar, ya sea directa o difusa. La absorción de los rayos solares incrementa la temperatura de la superficie. Para absorber tanta radiación como sea posible, el negro es el color ideal. La mayoría de los dispositivos simples, son llamados colectores no vidriados usados, por ejemplo, para calentar el agua de albercas (principalmente en Australia, Canadá y Estados Unidos). Sistemas no vidriados también pueden calentar el aire.

Para aplicaciones de temperaturas más elevadas, incluyendo la disponibilidad de agua caliente sanitaria, uno podría utilizar colectores planos (Flat-Plate Collector) o tubos de vacío (Evacuated tubes). Colectores planos avanzados y parabólicos compuestos (CPC) alcanzan temperaturas de trabajo de 100° C a 160° C. Colectores de concentración (Fresnel, cilindros y platos parabólicos, torres o receptores centrales, hornos) permiten temperaturas de trabajo mucho más elevadas, arriba de los 2 500° C. La siguiente figura muestra varios usos de la energía solar térmica; el tipo de colector de acuerdo a su temperatura y aplicación.

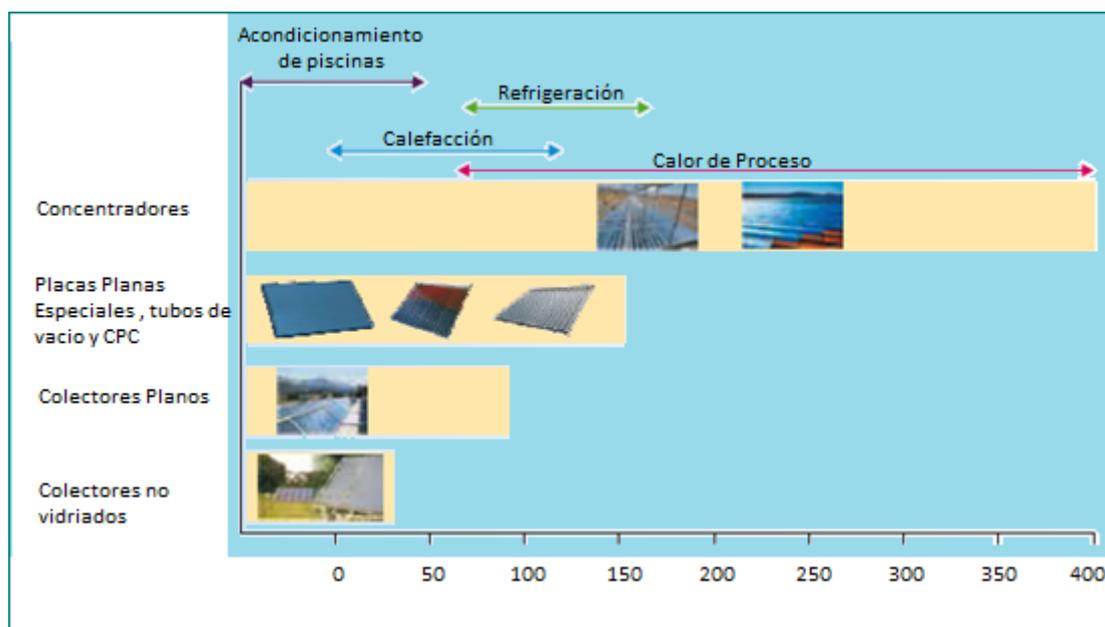


Tabla 3-1 Colectores solares y temperaturas de trabajo para diferentes aplicaciones (IEA, 2012)

La eficiencia de un colector solar podrá variar dependiendo de la diferencia de temperatura entre el colector y el entorno. En la figura 3.2, las pendientes de las líneas representan sus

factores de pérdidas de calor. La eficiencia máxima de los colectores se presenta cuando la diferencia de temperatura antes mencionada se minimiza. Los colectores de tubo de vacío son los que mantienen una eficiencia más constante al variar ésta diferencia de temperatura, con hasta 140° C, a diferencia de los colectores no vidriados que disminuyen alrededor de 1.6% de eficiencia por cada grado de temperatura.

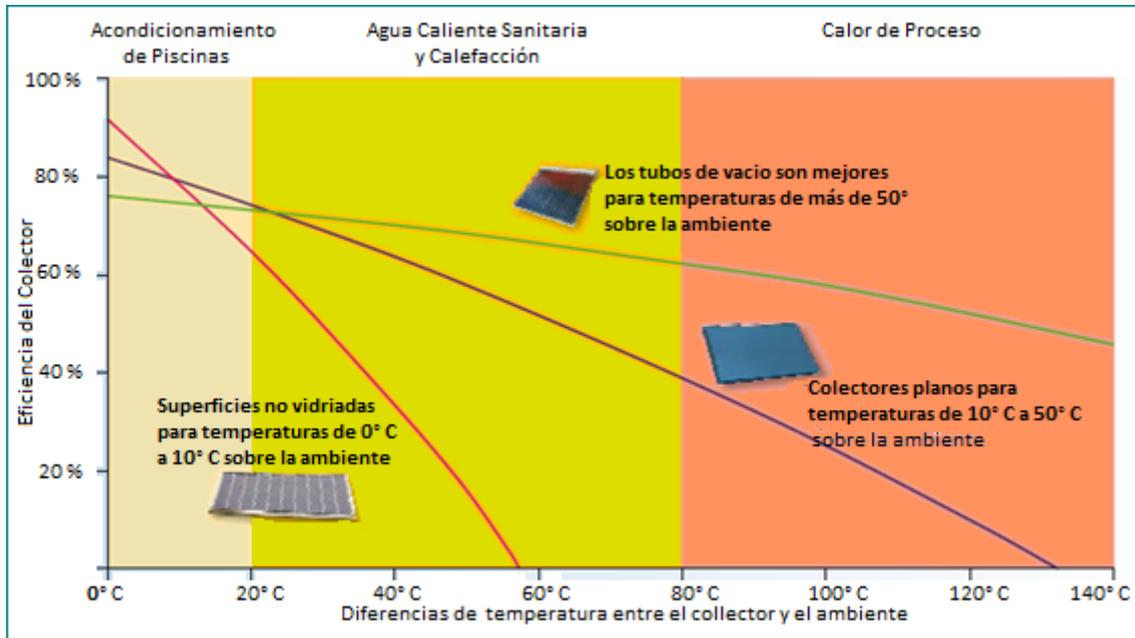


Tabla 3-2 Variación de la eficiencia de colectores de acuerdo a las diferencias de temperaturas (IEA, 2012)

3.2 Colectores planos

Ensamblar una superficie negra en una caja aislada con un recubrimiento de vidrio hace un colector plano (Figura 3.1). Para retener tanto calor como sea posible, se deberá disminuir las pérdidas de calor de la parte posterior, de los lados y de enfrente.

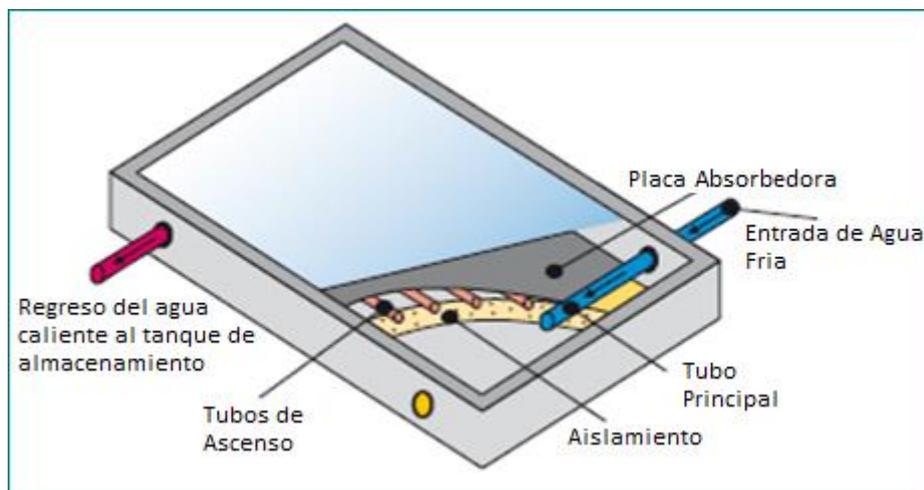


Figura 3.1 Colector plano (IEA, 2012)

Los colectores planos son apropiados para sistemas de baja demanda de agua caliente. También son apropiados cuando la acumulación de nieve es un problema, porque la pérdida de calor a través del colector la puede derretir.

La radiación solar entra al colector a través de la cubierta transparente hasta llegar a la placa absorbidora, donde la radiación absorbida es convertida en energía térmica. Un buen conductor térmico es necesario para transferir el calor de la placa absorbidora a los tubos de absorción, donde finalmente se transfiere este calor a un fluido. Generalmente una mezcla agua-glicol con aditivos anticorrosivos es usado como el fluido que “transporta” el calor. El fluido también protege al colector de daños de congelación.

Un colector plano estándar puede proveer temperaturas por arriba de los 80° C. Los valores de pérdidas para un colector estándar de este tipo pueden ser clasificados como pérdidas ópticas, las cuales crecen con el incremento del ángulo de incidencia de la luz solar, y las pérdidas térmicas, las cuales incrementan rápidamente con los niveles de temperatura de trabajo. La eficiencia de este tipo de colector está por arriba del 60% (figura 3.2). En el mismo rango de temperaturas, colectores planos avanzados o tubos de vacío presentan aún mayores eficiencias.

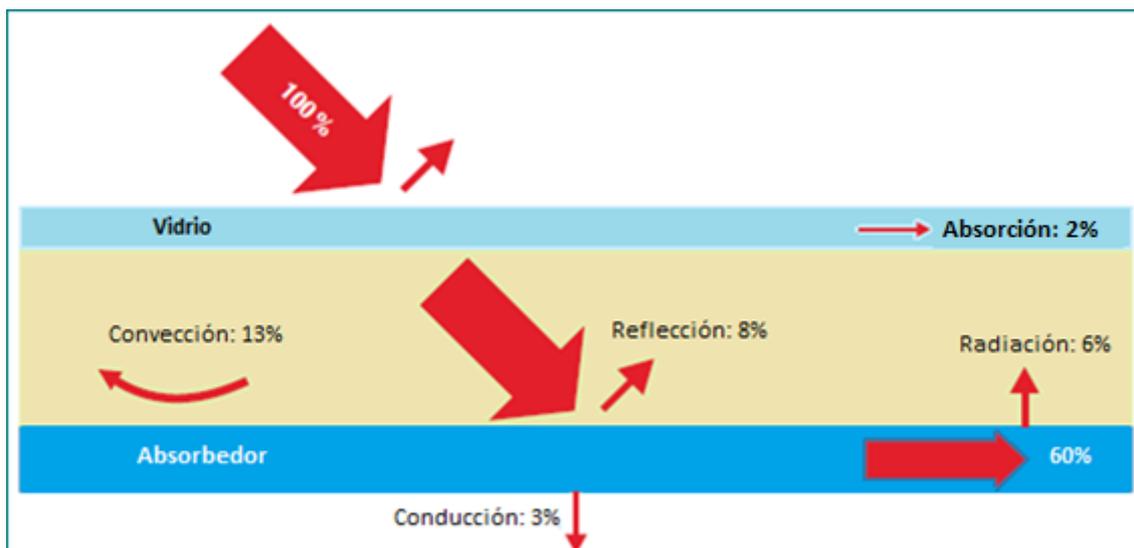


Figura 3.2 Pérdidas térmicas y ópticas de un colector plano (IAE, 2011)

Para mejorar un colector plano estándar, algunas de las principales pérdidas necesitan ser reducidas. Un recubrimiento anti-reflejo puede reducir este fenómeno de 4% a 7%. Recubrir la placa absorbidora reduce las pérdidas por radiación. Para reducir las principales pérdidas de convección a través del frente, frecuentemente se aísla herméticamente el colector y se llena con gases inertes o colectores planos de vacíos son usados.

3.3 Colectores de tubos de vacío

Los colectores de tubos de vacío pueden producir temperaturas más altas en el fluido de transferencia (HTF) y por lo tanto son más apropiados para sistemas con altas demandas de agua caliente o cargas de proceso. Los tubos de vacío pueden presentar una buena eficiencia

aún para altas temperaturas hasta de 170° C. Todos los colectores de tubos de vacío tienen similares características técnicas:

- Un colector que consiste en una fila de tubos de vidrio paralelos;
- Un vacío ($< 10^{-2}$ Pa) dentro de cada tubo que reduce drásticamente las pérdidas por conducción y elimina las pérdidas por convección.
- La forma del vidrio es siempre tubular para soportar los esfuerzos generados por el vacío;
- El extremo superior de los tubos está conectado a un colector; y
- Un captador con material absorbente mantiene el vacío y proporciona una indicación visual del nivel de vacío.

Los tubos de vacío contienen un absorbedor plano o curvado cubierto con una superficie selectiva y un tubo de entrada-salida de fluido. La entrada y salida de los tubos puede ser paralela o concéntrica. Alternadamente, dos tubos de vidrio concéntricos son usados, con el vacío entre ellos. El exterior del tubo interior es comúnmente cubierto con una absorbedor selectivo cilíndrico.

Los colectores de tubos de vacío pueden ser clasificados en dos grupos principales:

- Tubos de flujo directo: el fluido de trabajo pasa por el interior del tubo interno (absorbedor);
- Tubos Heat pipe: el calor absorbido es transferido utilizando el principio "heat pipe" (Tubo termosifón bifásico) sin contacto directo con el fluido de transferencia del circuito solar (Figura 3.3). Una ventaja de esta configuración es que los colectores continúan trabajando aún si uno de los tubos se rompe, los cuales pueden ser remplazados fácilmente.

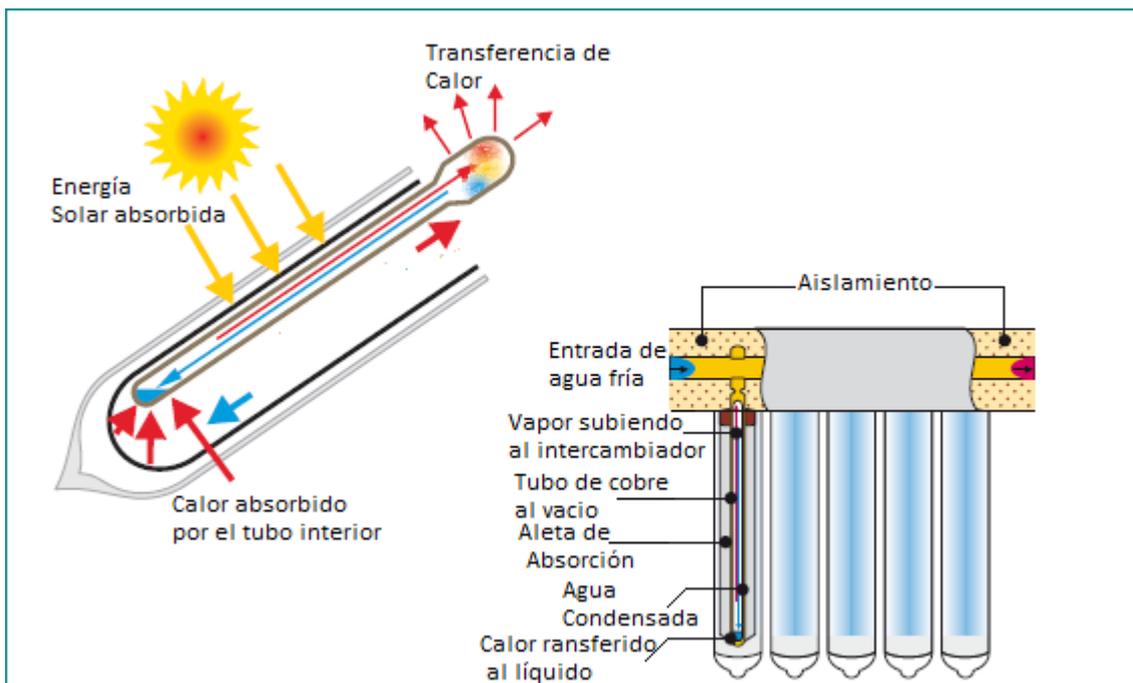


Figura 3.3 Configuración de un colector de tubos de vacío y principio "heat pipe" de funcionamiento (IEA, 2012)

3.4 Concentradores parabólicos compuestos (CPC)

Los CPC concentran la radiación solar sobre un absorbedor (Figura 3.4). Debido a que no están enfocados respecto al Sol, son capaces de aceptar mayor radiación difusa y no está restringida (como simples tecnologías de concentración) al haz directo de radiación. Los CPC no necesitan seguimiento solar, son estacionarios o requieren solo ajustes estacionales de inclinación. El receptor puede ser de diferentes formas: plano, tubular, angular o bifacial, lo que permite un amplio rango de aplicaciones.

Para aumentar la eficiencia pueden combinarse reflectores tipo CPC con colectores de tubos al vacío, disminuyendo los costos al reducir el número de tubos necesarios. Este tipo de sistemas puede alcanzar temperaturas de trabajo de hasta 300°C.

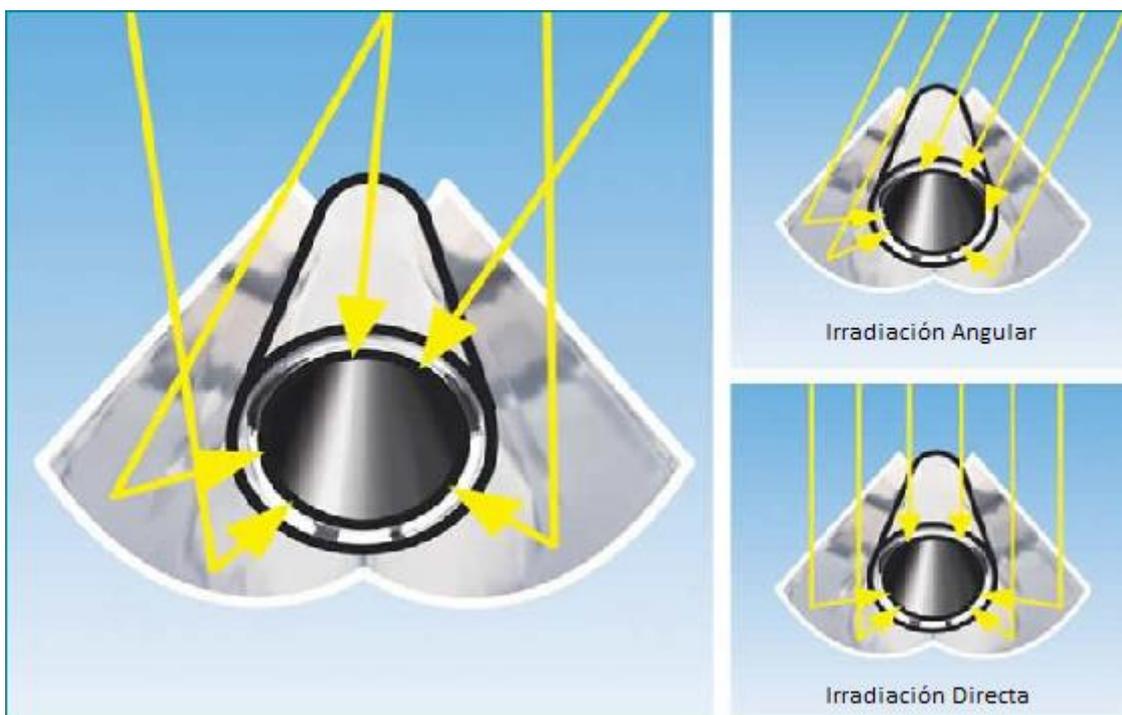


Figura 3.4 CPC concentrando luz difusa (PacificSolar)

3.5 Cilindro parabólico

Los sistemas cilindro parabólicos consisten en filas paralelas de espejos (reflectores) curvados en una dimensión (es decir semicilíndrico) para enfocar los rayos solares. El arreglo de espejos puede ser de más de 100 m de largo y con superficies curvadas de 5 a 6 m de ancho. En la línea focal del cilindro parabólico, el elemento absorbedor (tubular) es diseñado para absorber tanto flujo solar como sea posible, mientras minimiza las pérdidas térmicas por convección y radiación. La absorción es facilitada por un recubrimiento especial del tubo receptor, y por un tubo al vacío de vidrio transparente que lo aísla y con ello reduce las pérdidas aún más.

Instalaciones pequeñas simples pueden tener el canal rotando alrededor de un tubo fijo. Con dimensiones mayores, las fuerzas mecánicas empiezan a ser incontrolables y el eje de rotación se debe situar en el centro de gravedad del dispositivo. Esto crea la necesidad de mover los

tubos absorbedores y por lo tanto la implementación de rótulas o tubos flexibles sujetos a pérdidas potenciales. El uso de un fluido de transferencia de baja presión (acetite sintético) es el estándar para estos casos.

Los cilindros parabólicos son los concentradores más ampliamente usados para Electricidad Solar Térmica (STE) en la actualidad y representan el 90% del mercado actual. La generación de electricidad actualmente representa una proporción aún mayor de mercado para los cilindros parabólicos. Otras aplicaciones, tales como dispositivos en techos para cogenerar calefacción, electricidad y refrigeración, y calor de proceso son comercializados notablemente en Estados Unidos.

Los cilindros parabólicos son orientados a lo largo de un eje de norte a sur y con seguimiento solar de este a oeste. Una orientación a lo largo de un eje este-oeste debería coleccionar menos energía al año, pero más durante el invierno por la reducción de las pérdidas debido al efecto coseno.⁹

Un nuevo paso podría ser alcanzado con reflectores de películas espejo de mucho mayor tamaño que los actuales canales hechos con vidrio (Figura 3.5). Incrementando el factor de concentración se podría incrementar la temperatura de trabajo mientras se mantenga una buena eficiencia, pero esto podría requerir un nuevo fluido de transferencia o de trabajo.



Figura 3.5 Arreglo cilindro parabólico. Palisades, Colorado (NREL)

Estos colectores tienen, relativamente, buena eficiencia óptica, pero necesitan ser separados unos de otros para minimizar el sombreado, lo cual sucede cuando un espejo de un canal intercepta parte del flujo solar incidente de otro.

⁹ El efecto coseno se debe a la no captación directa (a 90°) de la luz solar.

3.6 Reflectores Fresnel

Los reflectores lineales Fresnel (LRFs) se aproximan a la forma parabólica del sistema anterior, pero usan largas filas de espejos planos o ligeramente curvados para reflejar los rayos solares hacia un receptor lineal fijo. Los reflectores compactos lineales Fresnel (CLFRs) usan dos receptores paralelos para cada arreglo de espejos (Figura 3.6).



Figura 3.6 Reflector lineal tipo Fresnel. Lazo Fredesmo, España (PSA)

Los reflectores lineales Fresnel tienen una menor eficiencia óptica que los cilíndricos, debido a las grandes pérdidas por efecto coseno. Esto los hace menos efectivos en horario de Sol bajo, en la mañana y en la tarde. Sin embargo, generan un menor impacto que las otras tecnologías debido a que la altura del receptor permite que los reflectores sean instalados cerca unos de otros. Son menos costosos de construir que los cilindros parabólicos. Generalmente tienen alta eficacia de aislamiento de la parte posterior. El receptor permite altas presiones y así la generación directa de vapor.

3.7 Discos parabólicos

Los discos parabólicos concentran los rayos solares en un punto focal por encima del centro del colector. Aquí el principio de funcionamiento es el trabajo realizado por la expansión y contracción de un gas (normalmente helio, hidrógeno, nitrógeno o simplemente aire) al ser obligado a seguir un ciclo de enfriamiento en un foco frío, con lo cual se contrae, y de calentamiento en un foco caliente (el receptor de la energía solar en este caso), con lo cual se expande, es decir, es necesaria la presencia de una diferencia de temperaturas entre dos focos. Este receptor puede ser un motor Stirling (Figura 3.7). Este tipo de motor trabaja a través de un ciclo Stirling y las eficiencias de este pueden ser elevadas.

Adicional al motor, se instala un generador que permite alcanzar mayores rendimientos. El rendimiento de estos motores es bastante elevado, llegando casi al máximo teórico marcado por el ciclo de Carnot.

Todo el dispositivo tiene seguimiento solar, el disco y el receptor con movimiento en tándem. Presentan eficiencias ópticas muy altas debido a la eliminación del efecto coseno.

Diferentes sistemas pueden ser usados para el seguimiento solar de dos ejes. Uno es el “equatorial mount”, con el cual se establece un eje paralelo al de la tierra: una rotación continua a velocidad constante durante el día compensa la rotación de la Tierra, mientras ajustes discretos siguen los cambios en la elevación del Sol de las estaciones. Los ajustes se pueden hacer mediante mecanismos manuales, o que simplifica su operación.

Un sistema más común de doble eje es el “alt-azimut mount”, el cual se basado en una rotación horizontal y un control directo de elevación, con los ejes perpendiculares entre sí. El “alt-azimut mount” es preferido en grandes instalaciones con muchos discos por su precisión, simplicidad mecánica y solidez.

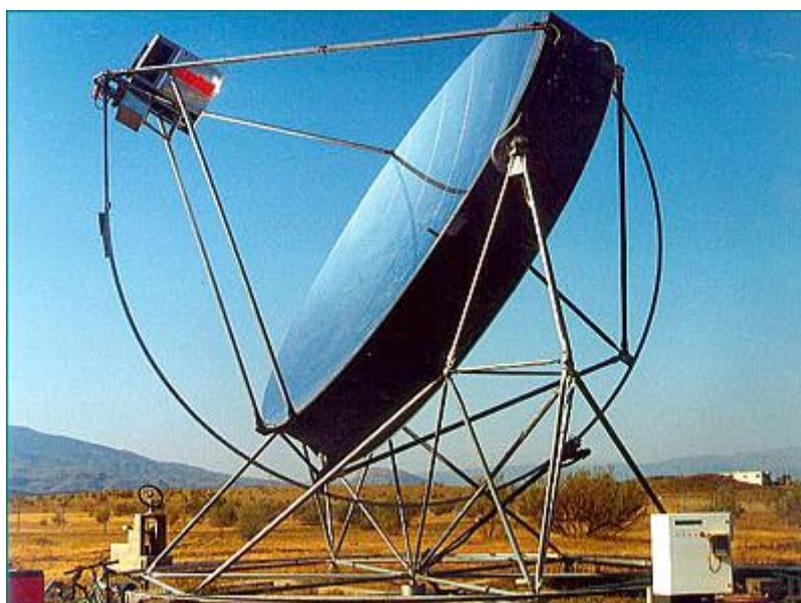


Figura 3.7 Disco parabólico con motor Stirling. Almería, España (PSA)

3.8 Torre solar

Los sistemas de torre solar o de receptor central, presentan un campo de helióstatos que rodean a un receptor central situado en la parte superior de una estructura (Figura 3.8). Los helióstatos reflejan la luz solar hacia el receptor. El sistema “Alt-Azimuth Mounting” de helióstatos es casi universal en este tipo de sistemas.

Los helióstatos pueden variar enormemente en tamaño, alrededor de 1 m² a 160m². Los pequeños pueden ser planos ofreciendo poca resistencia al viento. Los más grandes necesitan ser curvos para enviar una reflexión enfocada de la luz del sol hacia el receptor central y necesitan grandes estructuras de soporte y motores para resistir la resistencia del viento. Para coleccionar la misma cantidad de energía, pequeños helióstatos deben ser agrupados en miles, multiplicando el número de motores y conexiones, además de que su orientación requiere mucho más poder de cómputo. Los helióstatos necesitan ser distanciados entre sí para reducir el sombreado pero también el bloqueo, el cual se presenta cuando los helióstatos interceptan parte del flujo reflejado por otro (Figura 3.9).



Figura 3.8 Campo de helióstatos con torre central. Daggett, CA. (NREL)

Existen dos diseños básicos de receptor: externo y cóncavo. El receptor externo requiere tubos verticales para el flujo solar concentrado de los helióstatos, en los cuales el calor transferido o fluido de trabajo circula. En caso de generación directa de vapor, diferentes helióstatos podrían ser dirigidos hacia diferentes etapas donde el agua es pre-calentada, luego vaporizada, y si se requiere vapor sobrecalentado. En el diseño cóncavo, el flujo solar entra en la cavidad, posiblemente cerrada por una ventana.

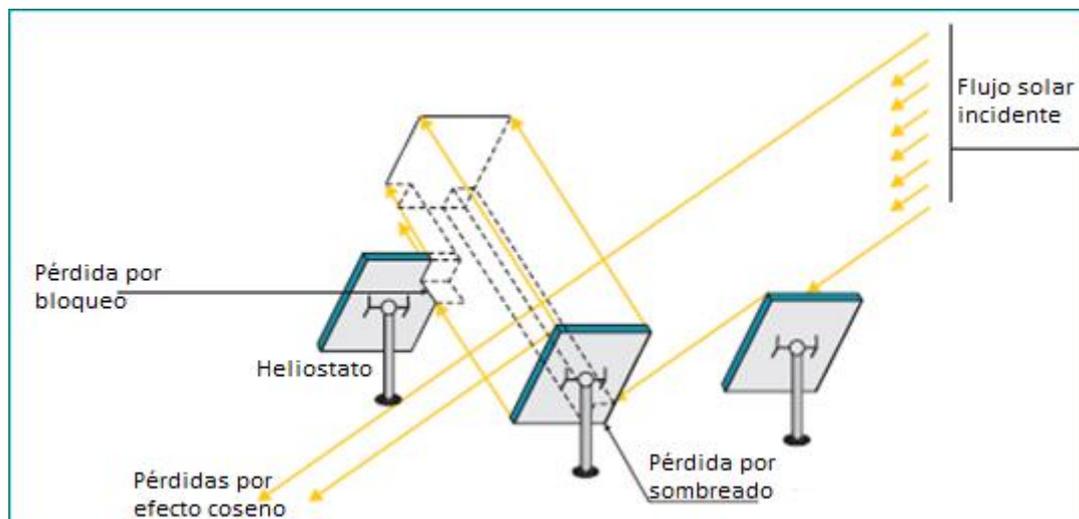


Figura 3.9 Bloqueo, sombreado y efecto coseno en helióstatos (Stine & Geyer, Power from the Sun, 2011)

Diseños “Beam-down” usan un reflector secundario en la parte superior de la torre, de forma hiperboloide, el cual re-direcciona el flujo solar concentrado a nivel de suelo, donde podría ser finalmente dirigido hacia el receptor por unos receptores parabólicos compuestos secundarios. Este diseño, desarrollado y ensamblado por primera vez en el instituto Weizmann en Israel, reduce la eficiencia óptica pero convenientemente permite mantener el receptor al nivel de la superficie terrestre.

4 Disco Stirling

La tecnología de los sistemas disco-motor es la más antigua de las tecnologías solares y se remonta a 1800, cuando varias empresas demostraron la posibilidad de desarrollar sistemas solares basados en los ciclos de Rankine y de Stirling. La tecnología moderna fue desarrollada en la década de 1970 y a principios de 1980 por las compañías United Stirling AB, Advanco Corporation, McDonnell Douglas Aerospace Corporation (MDA), NASA's Jet Propulsion Laboratory, y el DOE. Esta tecnología se basaba en la utilización de tubos de iluminación directa y en pesadas estructuras de elevado coste.

En las últimas décadas, los sistemas disco parabólico han evolucionado tanto en Europa como en EE.UU. hacia la construcción de unidades autónomas conectadas a motores Stirling situados en el foco, con potencias de 7-25 kW. Los sistemas disco Stirling presentan una alta eficiencia en la conversión de la radiación solar en energía eléctrica, entre 25-30%, en condiciones nominales de operación. Además, se pueden conseguir relaciones de concentración superiores a 3000, lo que permite alcanzar temperaturas entre 650 y 800°C y eficiencias nominales en los motores Stirling entre 30-40%.

La experiencia operacional con sistemas disco Stirling se circunscribe a unas pocas unidades ensayadas fundamentalmente en EE.UU., Europa y Australia, y España en la plataforma solar de Almería.



Figura 4.1 Sistema de Discos Stirling. Alice Springs, Australia. (NREL)

La primera generación de discos estuvo formada por configuraciones de superficies vidrio/metal, que se caracterizaron por unas altas concentraciones ($C=3000$) y excelentes resultados, pero a precios muy elevados (estimaciones por encima de 300 Euro/m² para grandes producciones) y estructuras muy pesadas. El disco Vanguard fue operado en Rancho Mairage (California) en el desierto de Mojave durante un periodo de 18 meses (Febrero 1984-Julio 1985) y llevaba un motor/generador de 25 kW de United Stirling AB. El gas de trabajo era



hidrógeno y la temperatura de 720°C. Posteriormente, entre 1984-1988, McDonnell Douglas desarrolló un disco con la misma tecnología pero con algunas mejoras. Se construyeron seis unidades de 25 kW que operaron varias compañías eléctricas. Transferida a Boeing, la licencia de la tecnología la posee el consorcio SES, que desde 1988 está relanzando su aplicación con la denominación de disco SES/Boeing. El nuevo prototipo ha acumulado más de 8000 horas de operación.

A principios de 2006, se aprobó en California el proyecto Stirling Energy Systems of Arizona 2 (SES 2). Este proyecto podría tratarse de la primera instalación de envergadura de discos Stirling en el mundo. La planta de 300 MW y un total de 12000 discos reflectores con receptores de hidrógeno, se ubicará en el desierto de Imperial Valley. Cabe esperar que este proyecto marque el despegue del mercado para las turbinas Stirling. Además, hay que reseñar otros desarrollos en EE.UU. involucrando a empresas como LaJet, Solar Kinetics, SAIC, Acurex y WG.

En Europa, los principales desarrollos se han llevado a cabo por empresas alemanas (Steinmüller; SBP y SOLO Kleinmotoren). Éstas desarrollaron seis unidades de 9-10 kW, tres de ellas ensayadas en la Plataforma Solar de Almería, con más de 30000 horas de operación.

Se trata de sistemas que conllevan una significativa reducción de costes, aunque a cambio de menores rendimientos. El motor trabaja con helio a 630°C y presenta rendimientos del 20 %, sensiblemente inferior a los planteados por Boeing/SES. El proyecto europeo EURODISH (1998-2001), con participación de empresas españolas (Inabensa, CIEMAT-PSA), mejoró los prototipos anteriores (rediseño del concentrador y motor, revisión y simplificación del sistema de seguimiento y control, utilización de hidrógeno como fluido termoportador, etc.). Se construyeron tres unidades EURODISH ensayadas en Vellore (India), Milán (Italia) y la plataforma solar de Almería. Posteriormente, el proyecto alemán ENVIRODISH (2002-2005), además de incorporar mejoras de los componentes del prototipo EURODISH, comenzó a preparar su introducción en el mercado. Así, en el año 2004 se construyeron tres unidades de referencia en Odeillo (Francia), Sevilla y Würzburg (Alemania). La potencia generada por las dos últimas se vende a tarifa de las redes eléctricas española y alemana.

En Australia, ya en el año 1978, el Energy Research Center (ERC) de la Universidad de Camberra construyó en White Cliffs una de las primeras centrales termoeléctricas del mundo, constituida por 14 discos parabólicos de 20 m² que funcionaron durante varios años. Solar 13 Systems convirtió la planta termoeléctrica en fotovoltaica. Posteriormente, ERC construyó y ensayó un disco parabólico de 400 m² y 50 kW. Solar Systems también ha construido desde entonces varios prototipos de discos parabólicos.

Los logros que se están alcanzando (hibridación, optimización de procedimientos de arranque y control, etc.) hacen prever unos costes de generación inferiores a 0.12-0.17 Euro/kWh a corto plazo. No obstante, pese al enorme potencial a largo plazo de esta tecnología, debido a sus elevadas eficiencias y su modularidad, la limitación en cuanto a su potencia unitaria (inferior a 25 kW) obstaculiza muchas aplicaciones que pretenden la producción eléctrica a gran escala.

Así, tienen su aplicación más obvia en la producción de electricidad para autoconsumo en lugares aislados donde no llegue la red eléctrica (bombeo de agua en pozos, suministro de electricidad a núcleos de viviendas rurales, etc.), donde cabe esperar que puedan competir con sistemas ya comerciales como los fotovoltaicos o los generadores diesel (Figura 4.2).



Figura 4.2 Membrana Disco Stirling para autoconsumo energético (NREL)

4.1 Ciclo termodinámico Stirling

Los motores Stirling son dispositivos mecánicos cuyo principio de funcionamiento se basa en el ciclo Stirling teórico, o una modificación de este, en el cual un fluido compresible, tales como aire, hidrógeno, helio, nitrógeno y hasta vapor, es usado como fluido de trabajo. El motor Stirling ofrece la posibilidad de tener alta eficiencia mecánica con menos emisiones en comparación con los motores de combustión interna. Los primeros motores Stirling fueron robustos e ineficientes. Sin embargo, después de un periodo de tiempo, nuevos modelos de motores Stirling han sido desarrollados para eliminar dichas deficiencias.

El motor Stirling moderno es mucho más eficiente y puede usar cualquier fuente de calor de alta temperatura. Debido a que es un motor de combustión externa la mayoría de las fuentes de calor podrían suministrar la energía requerida. La energía solar podría ser de gran interés para países donde la energía solar está disponible en cantidades ilimitadas. Como se analizó en el capítulo anterior, México está localizado en una de las regiones con mayor radiación solar promedio anual.

Robert Stirling inventó el ciclo cerrado regenerativo (que lleva su nombre) y el intercambiador de calor regenerativo. Además, construyó un motor que trabajaría con su propio ciclo.

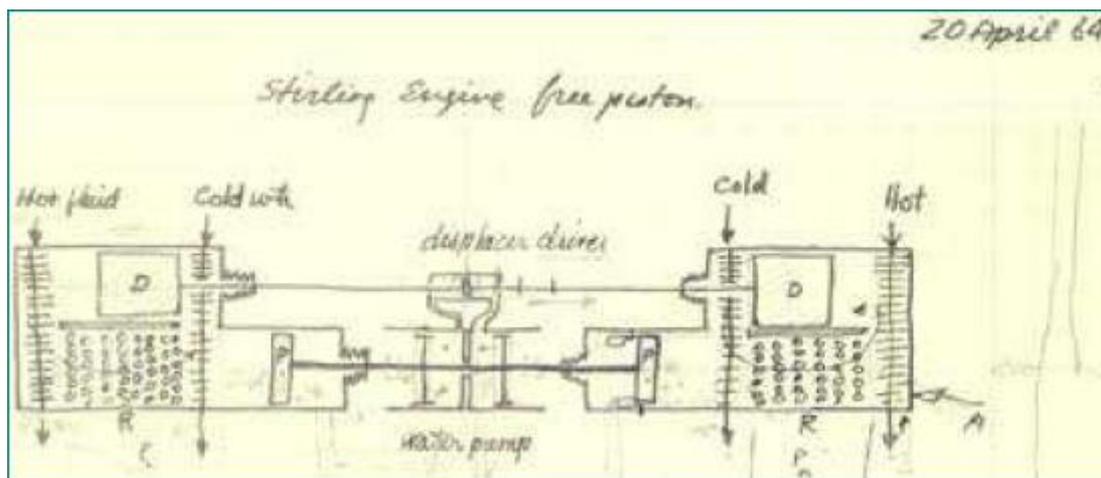


Figura 4.3 Sketch del invento de Robert Stirling (SUNPOWER)

El motor y el ciclo inventado por Robert Stirling son representados por diagramas P-V y T-S como se muestra en la Figura 4.4(a). El ciclo consiste en cuatro procesos; compresión y expansión isotérmica y adición y rechazo de calor isentrópica en la secuencia que se muestra en la Figura 4.4. El sistema de un motor Stirling consiste en un cilindro que contiene dos pistones opuestos con un regenerador entre ellos como lo muestra la Figura 4.4 (b). El regenerador es como una esponja térmica que alternativamente absorbe y libera calor, como una matriz de alambres o tiras de metal finamente separadas. El volumen entre el regenerador y el lado derecho del pistón es el volumen de expansión y entre el regenerador y el lado izquierdo del pistón es el de compresión. El volumen de expansión es mantenido a altas temperaturas, caso opuesto el volumen de compresión. El gradiente de temperatura ($T_{\max} - T_{\min}$) entre los extremos del regenerador es constante.

Para empezar con el ciclo se asume que el espacio de compresión del pistón esté en el punto muerto exterior (en el lado extremo derecho) y el espacio de expansión esta en el punto muerto interior cerca al regenerador. Todo el fluido de trabajo está en el espacio frío de compresión. El volumen de compresión está en el máximo y la presión y temperatura están en sus valores mínimos, representados por el punto 1 en los diagramas antes mencionados. Los cuatro procesos del ciclo termodinámico son:

Proceso 1-2, compresión isotérmica:

Durante el proceso de compresión de 1-2, el pistón de compresión se mueve hacia el regenerador mientras que el de expansión se mantiene estacionario. El fluido de trabajo es comprimido y la presión incrementa de P_1 a P_2 . La temperatura se mantiene constante debido al flujo de calor producido por la diferencia de temperatura entre el espacio frío y el ambiente. El trabajo es hecho sobre el fluido de trabajo en igual magnitud al calor transferido. No hay cambio en la energía interna y la entropía decrece. La compresión isotérmica del fluido involucra transferencia de calor desde el fluido hacia el sumidero exterior a T_{\min} :

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} = P_1 r_v$$

$$T_1 = T_2 = T_{\min}$$

Calor transferido $Q =$ Trabajo hecho $W,$

$$Q = W_c = P_1 V_1 \ln(1/r_v) = mRT_1 \ln(1/r_v)$$

Cambio en la entropía = $(s_1 - s_2) = \ln(1/r_v)$.

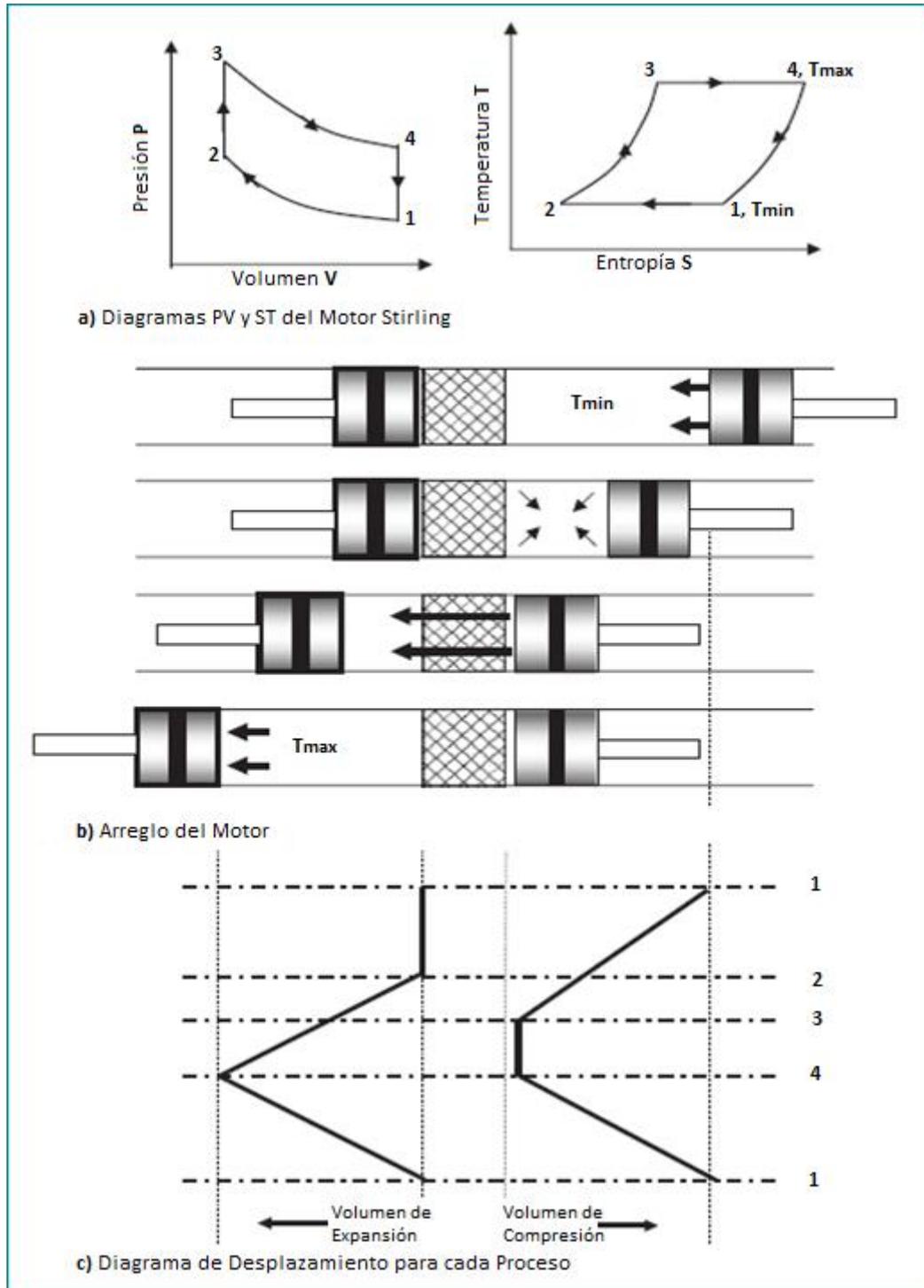


Figura 4.4 El ciclo Stirling (ScienceDirect, Thombare, & Verma, 2006)

Proceso 2-3, transferencia regenerativa a volumen constante:

Ambos pistones se mueven simultáneamente, es decir, el pistón de compresión hacia el regenerador y el de expansión alejándose de éste, así el volumen entre ellos se mantiene constante. El fluido de trabajo es transferido del volumen de compresión al de expansión a

través del medio poroso del regenerador. La temperatura del fluido incrementa de T_{min} a T_{max} debido a la transferencia de calor de la matriz-regenerador al fluido de trabajo. El incremento gradual en la temperatura del fluido mientras pasa a través del regenerador causa un incremento en la presión. Ningún trabajo es hecho y hay un incremento en la entropía y en la energía interna del fluido de trabajo.

Transferencia de calor isocórico (volumen constante) al fluido de trabajo de la matriz-regenerador:

$$P_3 = \frac{P_2 T_3}{T_2} = \frac{P_2}{\tau}; V_3 = V_2$$

Si $\tau = T_2/T_3$ es la relación de temperatura, definida por Gustav Shmidt:

Transferencia de Calor $Q = C_v(T_3 - T_2)$,

Trabajo hecho = 0,

Cambio en la entropía = $(s_3 - s_2) = C_v \ln(1/\tau)$.

Proceso 3-4, expansión isotérmica:

Durante este proceso, el pistón de expansión continúa alejándose del regenerador hacia su punto muerto exterior, mientras que el pistón de compresión permanece estacionario en el punto muerto interior adyacente al regenerador. Como la expansión continua, la presión decrece al mismo tiempo que el volumen aumenta. La temperatura se mantiene constante por la adición de calor al sistema de una fuente externa (en este caso el disco parabólico) a T_{max} . El trabajo es hecho por el fluido de trabajo en el pistón en igual magnitud al calor suministrado. No hay cambio en la energía interna, pero si un incremento en la entropía del fluido.

$$P_4 = \frac{P_3 V_3}{V_4} = P_3(1/r_v)$$

$$T_4 = T_3 = T_{max}$$

Calor transferido = Trabajo hecho, $Q = W = P_3 V_3 \ln(r_v) = mRT_3 \ln(r_v)$,

Cambio en la entropía = $(s_3 - s_4) = R \ln(r_v)$.

Proceso 4-1, transferencia regenerativa a volumen constante:

En este proceso ambos pistones se mueven simultáneamente para transferir el fluido de trabajo del espacio de expansión al de compresión a través del regenerador a volumen constante. Durante este flujo a través del regenerador, el calor es transferido del fluido de trabajo a la matriz-regenerador reduciendo la temperatura del T_{min} . Ningún trabajo es hecho; hay una disminución en la energía interna y en la entropía del fluido. Rechazo de calor isocórico (a volumen constante):

$$P_1 = \frac{P_4 T_4}{T_1} = P_1 \tau;$$

$$V_1 = V_4,$$

Calor transferido $Q = C_v(T_1 - T_4)$;

Cambio en la entropía $= (s_1 - s_4) = C_v \ln(\tau)$

Si consideramos la relación $r_v = V_4/V_3 = V_1/V_2$

El calor total suministrado $= RT_3 \ln(r_v)$ y el calor total rechazado $= RT_1 \ln(r_v)$.

Luego la eficiencia puede ser escrita como:

$$\eta_t = \frac{mRT_3 \ln(r_v) - mRT_1 \ln(r_v)}{mRT_3 \ln(r_v)}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \tau$$

El ciclo Stirling es un ciclo termodinámico altamente idealizado, el cual consiste en dos procesos isotérmicos y dos a volumen constante y se considera como reversible. La primera suposición de trabajo e intercambio de calor isotérmicos implica que el intercambiador de calor debe tener una eficiencia del 100%, para lo cual una relación infinita de transferencia de calor es necesaria entre la pared del cilindro y el fluido de trabajo. La segunda suposición requiere cero transferencias de calor entre las paredes y el fluido, ambas hipótesis no se cumplen en el funcionamiento real del motor Stirling.

4.2 Configuraciones

Las configuraciones mecánicas de los motores Stirling son clasificados dentro de tres tipos principales: arreglos alfa, beta y gama.

En general estos motores cuentan con el regenerador. Éste es construido con materiales que tienen excelentes coeficientes de conducción térmica y maximizando el área de contacto con el fluido.

Así, cuando el fluido caliente es transferido al cilindro de compresión (cilindro frío) tiene que pasar antes por el regenerador, donde una fracción del calor es almacenado. Cuando el fluido, con menor temperatura, es transferido nuevamente, éste calor es absorbido. Así el regenerador “pre-calienta” y “pre-enfría” el fluido de trabajo, y así mejorar la eficiencia.

Pero muchos motores no tienen regenerador aparente como las configuraciones de motores beta y gama con un desplazador “libre”, las superficies del desplazador y el cilindro cíclicamente intercambiarán calor con el fluido de trabajo generando un tipo de efecto regenerativo.

4.2.1 Stirling Alfa

Los motores tipo Alfa tienen dos pistones de potencia en cilindros separados, los cuales son conectados en serie por un “heater”, un regenerador y en “cooler” (a estos tres elementos en conjunto se le llamó “matriz-regenerador” anteriormente). Uno es un pistón “caliente” y el otro un pistón “frío” (Figura 4.5). Este tipo de configuración presenta una gran ventaja al poder

formar arreglos de múltiples cilindros para alcanzar la potencia requerida (Urieli and Berchowitz, 1984).

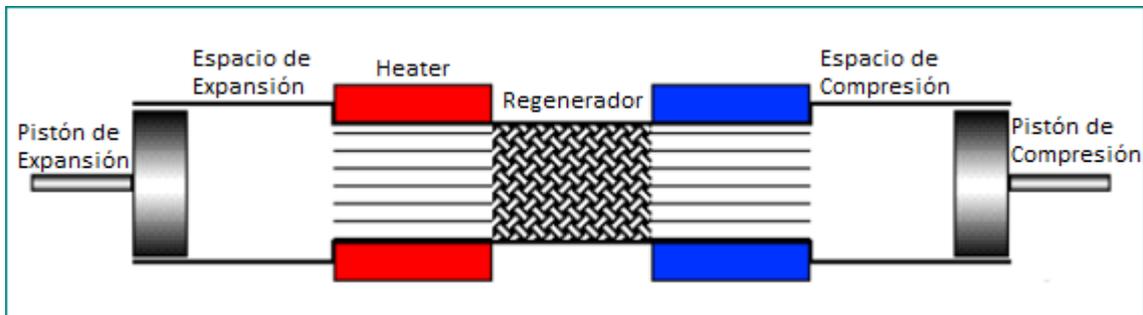
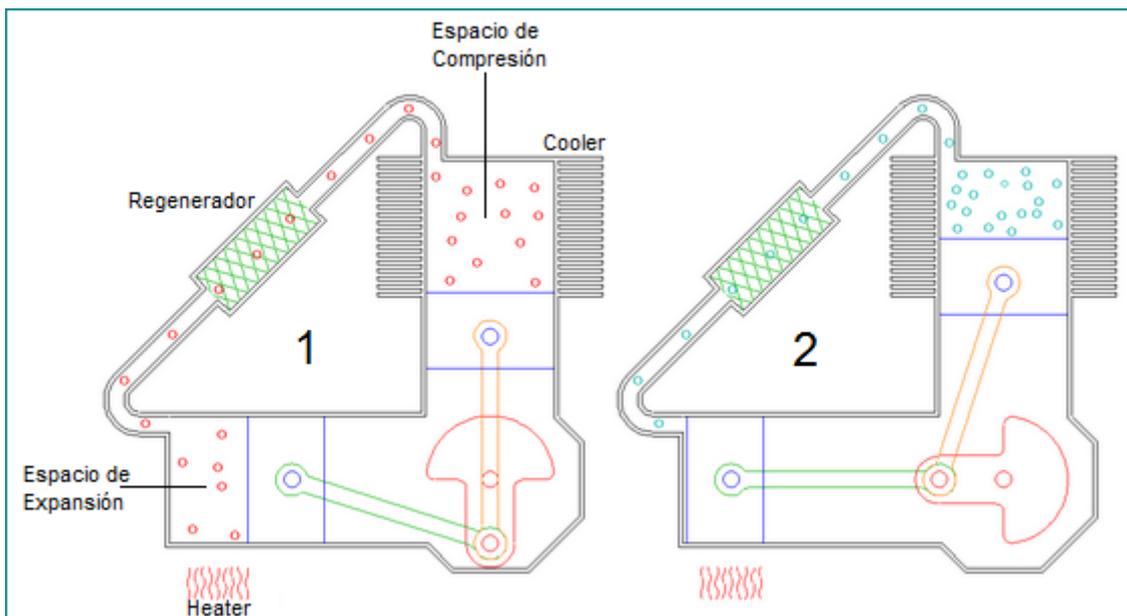


Figura 4.5 Motor Stirling tipo Alfa (Urieli)

Proceso 1-2: Compresión

La mayoría del fluido de trabajo expandido está en el cilindro de compresión, éste es enfriado tan rápido como transfiere calor al ambiente. El fluido se contrae al enfriarse moviendo ambos pistones como lo muestra la figura 4.6.



4.6 Alfa. Fase de compresión (AnimatedEngines)

Proceso 2-3: Transferencia de calor del regenerador al fluido de trabajo

La mayoría del fluido contraído está aún en el cilindro de compresión como lo muestra la figura 4.7. El impulso del volante de inercia continua girando el cigüeñal 90 grados más al mismo tiempo que el fluido es transferido de vuelta al cilindro de expansión, el volumen se mantiene constante por el movimiento sincronizado de los pistones. Mientras el fluido de trabajo es desplazado a través del regenerador, este absorbe la energía térmica que ha sido almacenada en procesos anteriores.

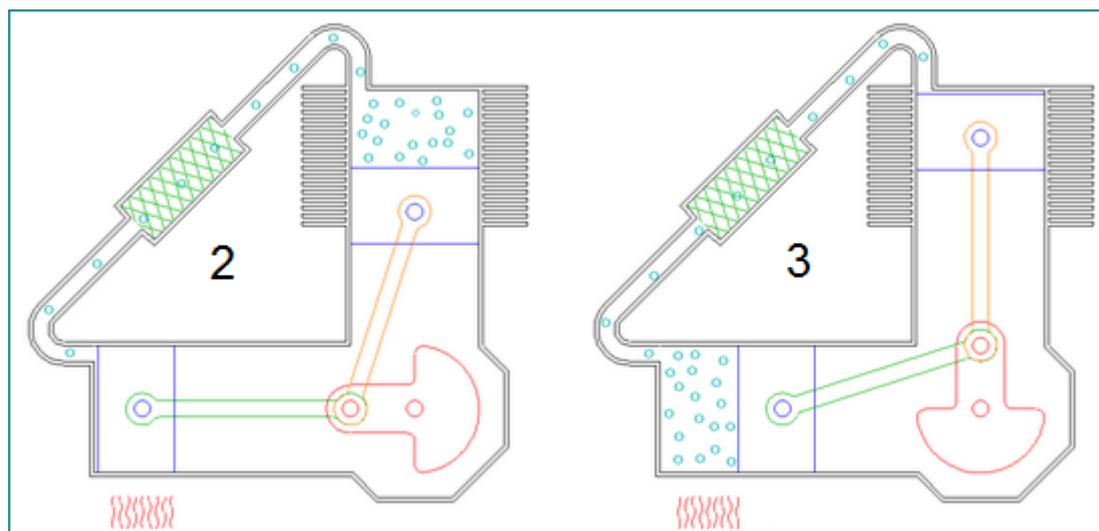


Figura 4.7 Alfa. Fase de transferencia de calor regenerador-fluido. (AnimatedEngines)

Proceso 3-4: Expansión

En este proceso el fluido de trabajo en su mayoría se encuentra en el espacio de expansión en donde una fuente externa (en este caso el disco parabólico) le suministra calor. A continuación el fluido se expande e impulsa ambos pistones hacia el volante de inercia como se muestra a continuación.

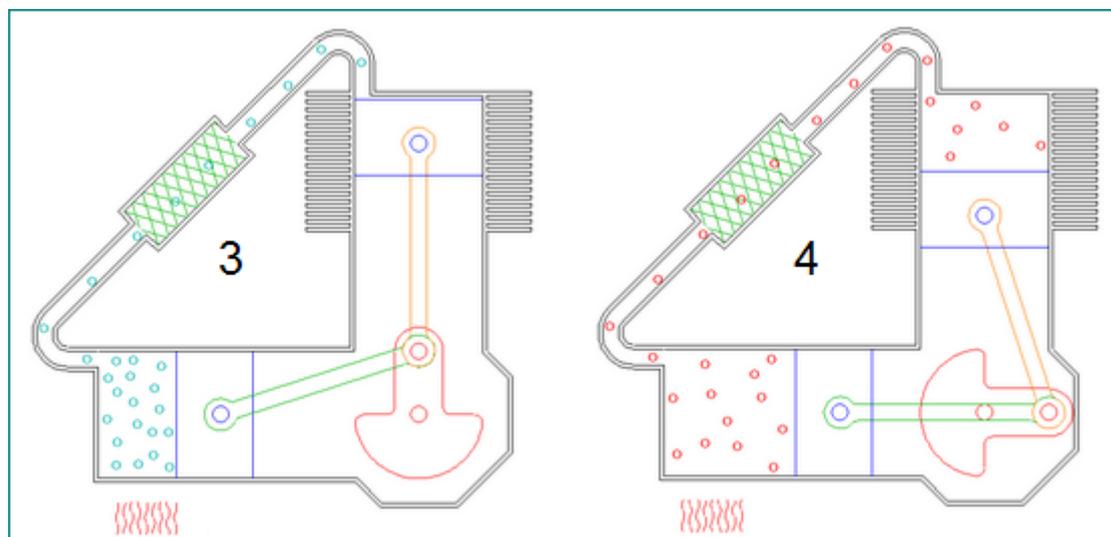


Figura 4.8 Alfa. Fase de expansión. (AnimatedEngines)

Proceso 4-1: Transferencia de calor del fluido de trabajo al regenerador

En ésta etapa la mayoría del gas expandido continúa aún en el espacio de expansión, nuevamente, el impulso del volante de inercia continúa girando el cigüeñal 90 grados más. Esto provoca el que el gas remanente se trasladado a través del regenerador hacia el espacio de compresión (Figura 4.9). En este paso, el regenerador absorbe calor del fluido de trabajo, sirviendo como una especie de almacén temporal.

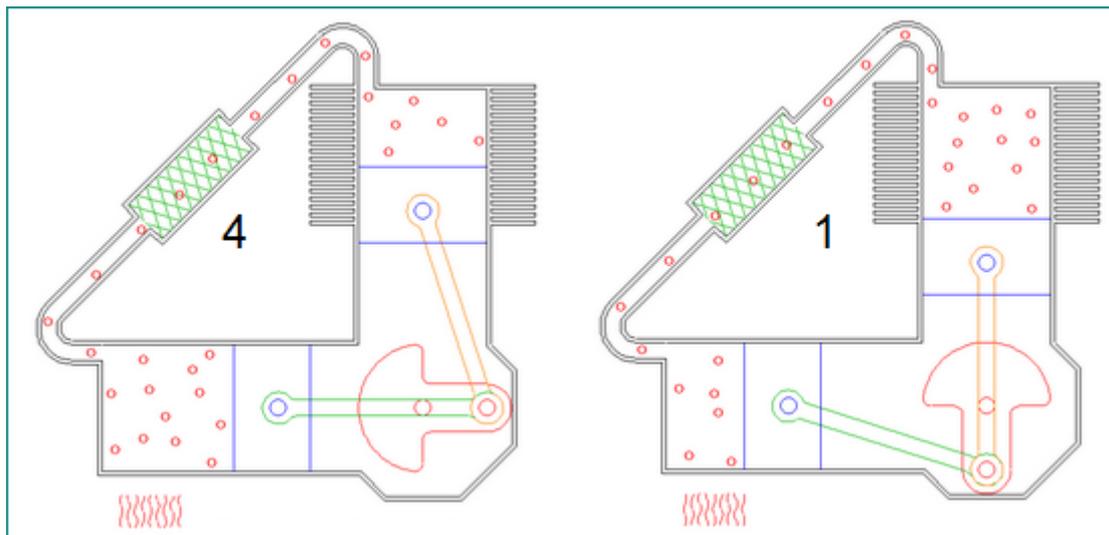


Figura 4.9 Alfa. Transferencia de calor fluido-regenerador (AnimatedEngines)

El motor tipo Alfa es conceptualmente la configuración más simple para este tipo de motores, sin embargo, presentan la desventaja de que ambos pistones necesitan tener sellos para contener el fluido de trabajo.

4.2.2 Stirling Beta

La configuración beta incorpora un desplazador y un pistón de potencia en el mismo cilindro, en consecuencia, el espacio de expansión y el de compresión están situados en el mismo cilindro como lo muestra la Figura 4.10. El motor Beta fue la configuración de motor Stirling original diseñado por Robert Stirling en 1816. El desplazador transfiere el fluido de trabajo entre el espacio de expansión y de compresión a través del “heater”, regenerador y “cooler”. El pistón de potencia está regularmente en el extremo de baja temperatura del cilindro y comprime el fluido de trabajo cuando la mayoría del gas está en el extremo frío (espacio de compresión), y expande el fluido cuando el gas ha sido transferido hacia el extremo de alta temperatura.

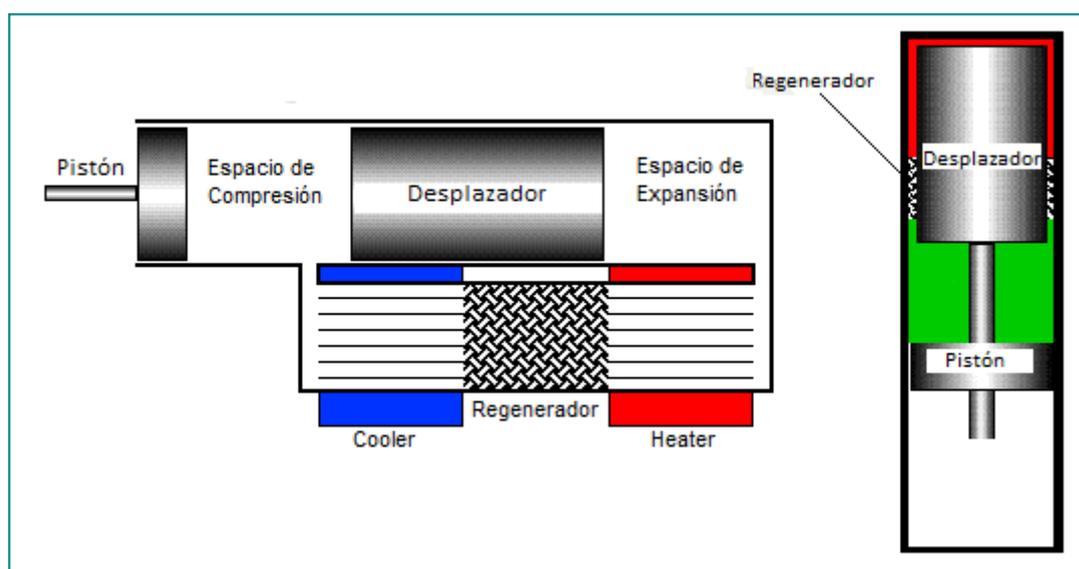


Figura 4.10 Motor Stirling tipo Beta (Urieli)

Proceso 1-2: Compresión

La mayoría del gas expandido está en el espacio de compresión, en esta etapa la transferencia de calor es del sistema hacia el sumidero externo o medio ambiente. En consecuencia el gas se contrae al enfriarse provocando el movimiento del pistón y del desplazador como se indica en la siguiente figura.

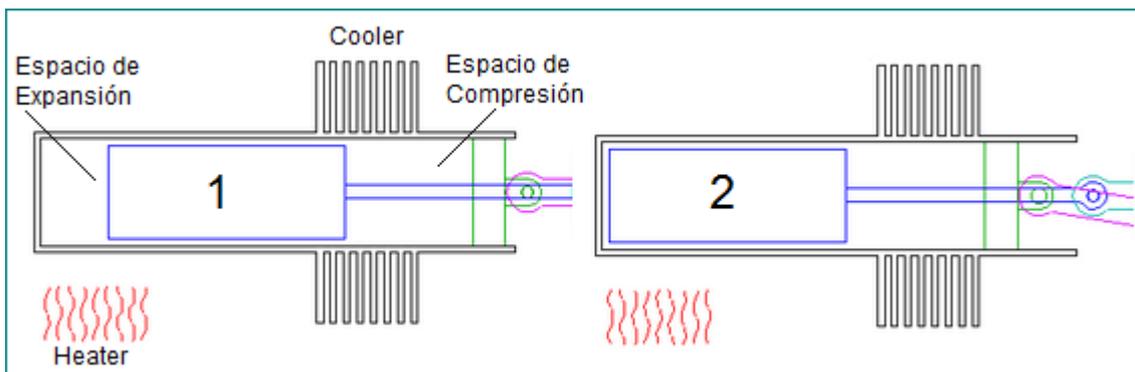


Figura 4.11 Beta. Fase de compresión (AnimatedEngines)

Proceso 2-3: Transferencia de calor del Regenerador al Fluido

La mayoría del gas que ha sido contraído está aún en el espacio de compresión como se muestra en la siguiente figura en el paso 2. El momento del sistema mecánico acoplado al motor (volante de inercia) continúa el giro del cigüeñal 90° más. Al mismo tiempo el fluido de trabajo es transferido a través del regenerador hacia el espacio de expansión.

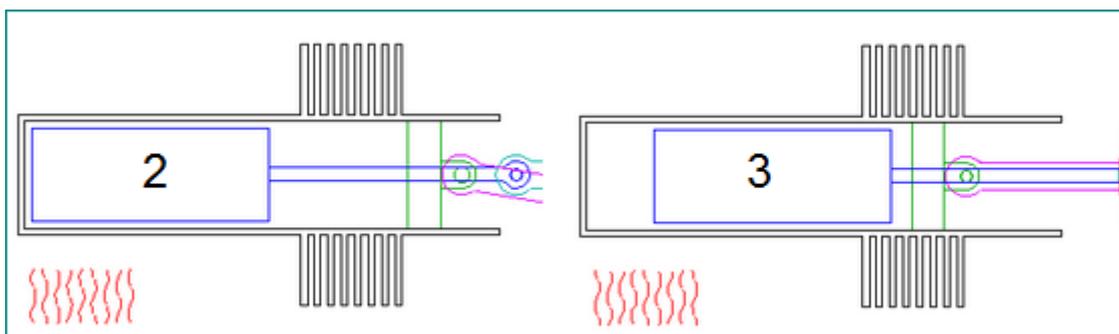


Figura 4.12 Beta. Transferencia de calor Regenerador-Fluido (AnimatedEngines)

Proceso 3-4: Expansión

En el paso 3, la mayoría del fluido de trabajo se encuentra en el espacio de expansión, en donde una fuente externa le suministra calor a temperatura constante, en consecuencia el calor suministrado es convertido a trabajo. El gas es expandido también a través del regenerador mientras el pistón es movido hacia el exterior como se muestra a continuación.

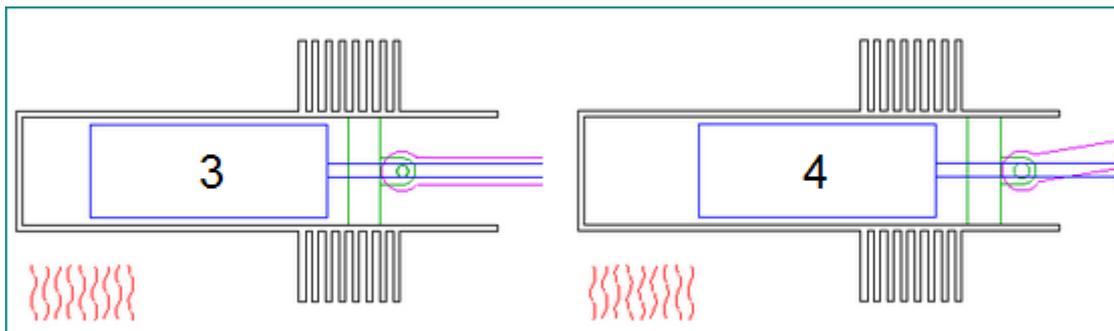


Figura 4.13 Beta. Fase de expansión (AnimatedEngines)

Proceso 4-1: Transferencia de Calor del Fluido al Regenerador

En éste último paso la mayoría del gas se localiza aún en el espacio de expansión, la configuración del mecanismo permite que el momento del volante de inercia continúe girando el cigüeñal otros 90° más. En consecuencia el fluido restante es movido a través del regenerador hacia el espacio de compresión al mismo tiempo que almacena una parte de ésta energía y así, empezar de nuevo el ciclo.

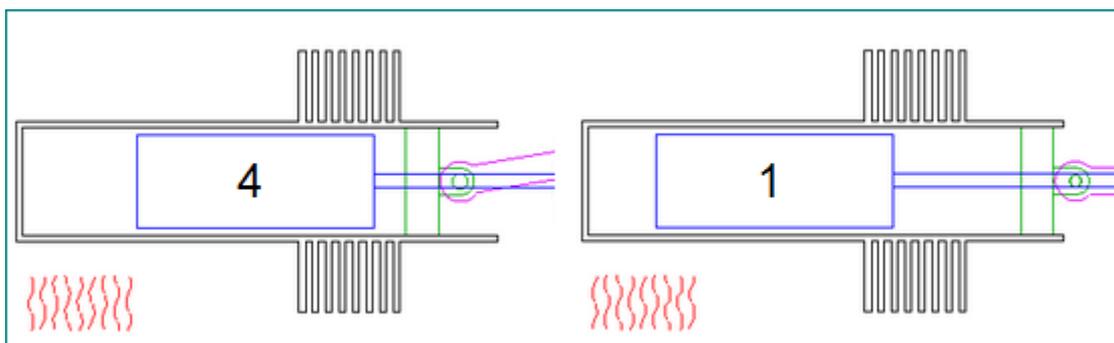


Figura 4.14 Transferencia de calor Fluido-Regenerador (AnimatedEngines)

4.2.3 Stirling Gama

La configuración Gama del motor Stirling es similar a la configuración Beta, excepto que el desplazador y el pistón están localizados en diferentes cilindros, los cuales están conectados neumáticamente como lo muestra la Figura 4.15. Generalmente el volumen de espacio muerto de este tipo de motor es mayor al de las configuraciones Alfa o Beta, por lo tanto tienen potencias más bajas. En muchas aplicaciones los motores tipo Gama son usados cuando los beneficios de separar los cilindros tienen mayor importancia que la potencia como es el caso en el bombeo de agua.

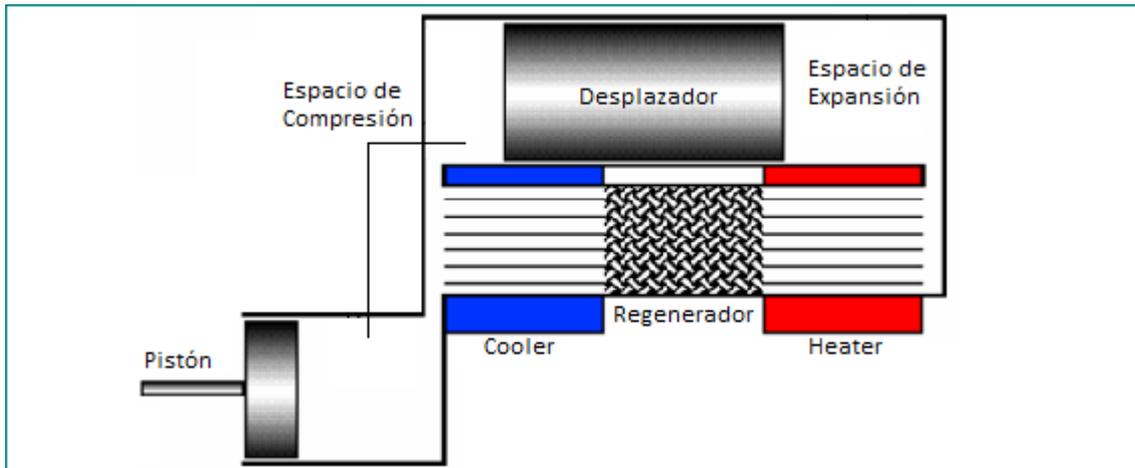


Figura 4.15 Motor Stirling tipo Gama

Los procesos de compresión y expansión, así como los de transferencia de calor siguen los mismos principios que el de las otras configuraciones, lo cual es posible gracias a la predisposición de los elementos, como se muestra a continuación.

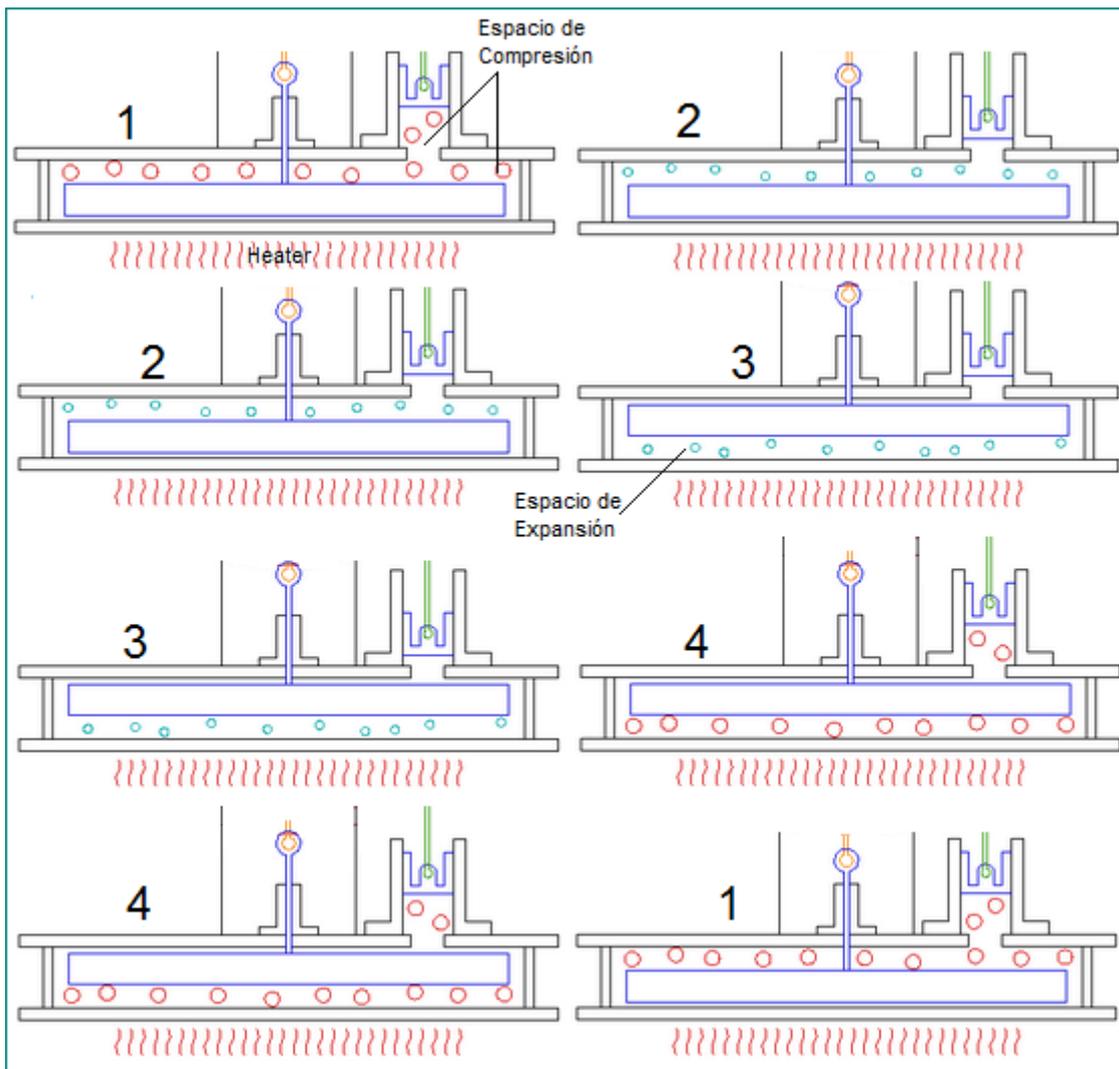


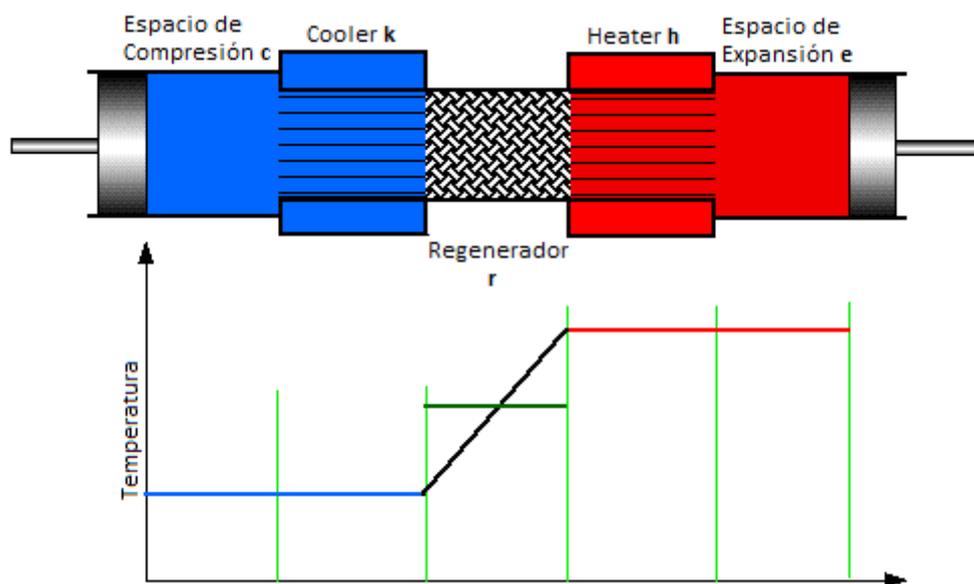
Figura 4.16 Procesos del Motor Stirling Gama

La elección de cualquiera de las configuraciones dependerá, de entre otros factores, del tipo de aplicación para la cual se utilizará, ya que dependiendo de ésta será más o menos fácil el acoplamiento con el sistema, o la elección de una mayor potencia y eficiencia cuando éstas sean la prioridad.

4.3 Análisis Isotérmico Ideal

La invención del motor Stirling en 1816¹⁰ estaba bastante adelantado para el conocimiento científico de la época. El primer análisis del ciclo fue publicado en 1871 por Gustav Schmidt. Así como el ciclo Otto ha llegado ser el Ciclo Estándar de Aire Clásico para describir el motor de encendido por chispa, el ciclo descrito por Gustav Schmidt se ha convertido en el Ciclo Stirling Ideal Clásico.

Consideremos el Modelo Ideal Isotérmico de un motor Stirling como el siguiente:



4.17 Configuración del Modelo Isotérmico Ideal (Urieli)

La principal suposición del análisis es que el fluido en el espacio de expansión y el “heater” están a una temperatura constante (la de la fuente de calor) así como también el fluido en el espacio de compresión y el “cooler” (a la temperatura del sumidero). Esta suposición isotérmica facilita la generación de una expresión simple para la presión del gas de trabajo en función de las variaciones de volumen. Dicha expresión podría ser utilizada para investigar como diferentes mecanismos afectan la potencia. Para obtener soluciones cerradas Schmidt asumió que el volumen del espacio de trabajo varía sinusoidalmente.

La suposición de espacios de trabajo e intercambiadores de calor isotérmicos, implica que éstos últimos (incluyendo el regenerador) son perfectamente efectivos (100% eficientes), con una distribución de temperatura como se mostró en la figura anterior. El motor es considerado como un modelo de cinco componentes conectados en serie. Cada componente es

¹⁰ (Urieli)

considerado como una entidad homogénea, el fluido ahí contenido estará representado por su masa m , temperatura absoluta T , volumen V y presión P .

El punto de partida del análisis es la masa total de fluido contenido, esto es:

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \dots \text{(Ec. 4.3.1)}$$

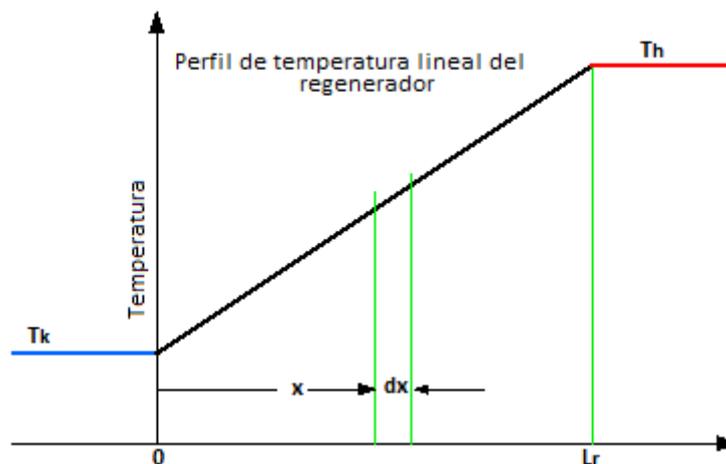
Considerando la ley de Gas Ideal y despejando la masa:

$$m = \frac{pV}{RT} \dots \text{(Ec. 4.3.2)}$$

De las ecuaciones (4.3.1) y (4.3.2) obtenemos lo siguiente:

$$M = \frac{P}{R} \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right) \dots \text{(Ec. 4.3.3)}$$

Con el fin de evaluar correctamente la masa de fluido en el regenerador, la distribución longitudinal de la temperatura del gas debería ser conocida. Asumiremos que el regenerador ideal tiene un perfil lineal de temperatura entre la temperatura baja T_k y la temperatura alta T_h y una longitud L_r , como se muestra a continuación.



4.18 Perfil de temperatura Isotérmico Ideal (Urieli)

De este modo, dicho perfil de temperatura está descrito por la ecuación (4.3.4):

$$T(x) = \frac{T_x - T_h}{L_r} x + T_k \dots \text{(Ec. 4.3.4)}$$

La masa total del fluido m_r en el espacio del regenerador está dada por:

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho dV_r \dots \text{(Ec. 4.3.5)}$$

Dónde ρ es la densidad. Por otro lado, de la ley del gas ideal y por la geometría del pistón, tenemos las siguientes expresiones:

$$p = \rho RT \dots (\text{Ec. 4.3.6})$$

$$V_r = A_r L_r \dots (\text{Ec. 4.3.7}) \rightarrow dV_r = A_r dx \dots (\text{Ec. 4.3.8})$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.3.6), (4.3.7) y (4.3.8) en la (4.3.5) y simplificando obtenemos:

$$m_r = \frac{V_r \rho}{R} \int_0^{L_r} \frac{1}{(T_h - T_k)x + T_k L_r} dx \dots (\text{Ec. 4.3.9})$$

Integrando y simplificando

$$m_r = \frac{V_r \rho}{R(T_h - T_k)} \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right) \dots (\text{Ec. 4.3.10})$$

Ahora definiremos la temperatura media efectiva T_r del fluido en el regenerador en términos de la ecuación de gas ideal:

$$m_r = V_r \rho / RT_r \dots (4.3.11)$$

A partir de las ecuaciones (4.3.10) y (4.3.11) obtenemos la siguiente relación:

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \dots (4.3.12)$$

Esta ecuación da la temperatura media efectiva del regenerador en términos de T_h y T_k como se requiere.

Con la última ecuación obtenida y la (4.4.3) podemos obtener una expresión para la presión como función de los volúmenes de expansión y compresión.

$$P = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h/T_k)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}\right)} \dots (4.3.13)$$

El trabajo hecho por el sistema a través de un ciclo completo está dado, respectivamente, por la integral de la presión respecto al volumen.

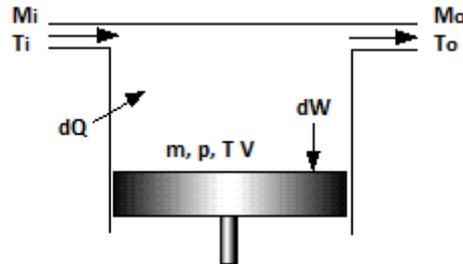
$$W = W_e + W_c = \oint p dV_c + \oint p dV_e \dots (\text{Ec. 4.3.14})$$

Por otro lado, tenemos que las variaciones del volumen dependerán del ángulo del ciclo (manivela):

$$W = \oint p \left(\frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \dots (\text{Ec. 4.3.15})$$

Ahora consideraremos el Modelo Isotérmico Ideal desde el punto de vista de flujo energético. El calor transferido hacia y del exterior ocurre a las temperaturas T_k y T_h del sumidero y de la fuente respectivamente. Típicamente, los motores Stirling tienen separados los intercambiadores de calor (Heater y Cooler), como se indicó en la figura 4.17. Para determinar el calor transferido a estos espacios, es necesario considerar la Primera Ley de Termodinámica.

Para dicho análisis vamos a considerar el siguiente sistema generalizado que bien se puede reducir al espacio de trabajo o a un intercambiador de calor. La variación de la entalpía del sistema está determinada por el flujo másico que entra m_i a temperatura T_i y por el de salida m_o a temperatura T_o . El operador derivada es denotado por d .



4.19 Sistema general de Balance Energético (Urieli)

El enunciado de la conservación de la energía establece la siguiente relación:

$$\text{Calor Transferido} + \text{Entalpía Neta} = \text{Trabajo} + \text{Energía Interna}$$

Por otro lado, sabemos que para gases ideales la entalpía y la energía interna son funciones de la temperatura únicamente, esto es:

$$h = c_p T \dots (\text{Ec. 4.3.16}) \quad u = c_v T \dots (\text{Ec. 4.3.17})$$

Dónde c_p y c_v son los calores específicos del fluido a presión constante y volumen constante respectivamente. Así, sustituyendo en el enunciado anterior obtenemos:

$$dQ + (c_p T_i m_i - c_p T_o m_o) = dW + c_v d(mT) \dots (\text{Ec. 4.3.18})$$

Esta expresión es la bien conocida forma clásica de la ecuación de la energía para flujo no estacionario y donde las energías cinética y potencial no tienen gran relevancia en el análisis. En el modelo Isotérmico que planteamos en un principio, para los espacio de expansión y compresión, como para el "cooler" y "heater", tenemos que las temperaturas T_i , T_o y T son constantes e iguales. Además, de las consideraciones de conservación de masa, las diferencias entre los flujos ($m_i - m_o$) es igual a la razón de variación de masa dentro del sistema dm . Con todo esto, la ecuación (4.3.17) se reduce a la siguiente:

$$dQ + c_p T dm = dW + c_v T dm \dots (\text{Ec. 4.3.19}) \quad dQ = dW - R T dm \dots (\text{Ec. 4.3.20})$$

Donde la constante $R = c_p - c_v$.

Por otro lado, el supuesto implícito de que el estado de equilibrio ha sido alcanzado implica que los cambios en la masa del fluido para cada sistema son igual a cero. De tal modo que al integrar cada sistema isotérmico a través del ciclo, obtenemos:

$$Q_c = W_c \dots (\text{Ec. 4.3.21})$$

$$Q_e = W_e \dots (\text{Ec. 4.3.22})$$

Para los espacios de los intercambiadores ningún trabajo es hecho, por lo tanto:

$$Q_k = 0 \dots (\text{Ec. 4.3.23})$$

$$Q_h = 0 \dots (\text{Ec. 4.3.24})$$

Es claro que para el regenerador ideal $Q_h = 0$. Esto se debe a que todo el intercambio de calor entre el regenerador y el fluido de trabajo es interno, no hay intercambio externo de calor entre el regenerador y el ambiente.

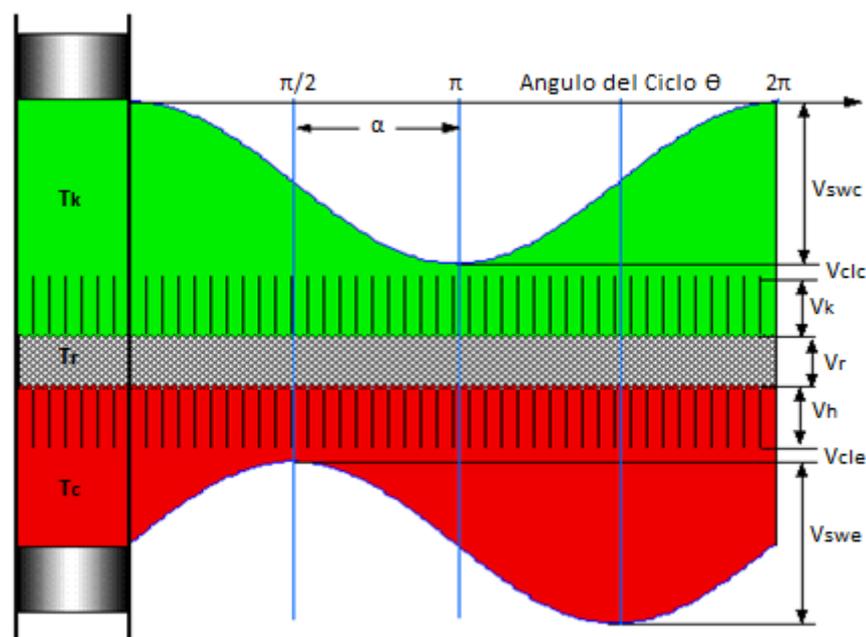
La implicación que tiene estos resultados son muy importantes, ya que hace que los intercambiadores de calor sean redundantes, toda la transferencia de calor externa que se requiere ocurre a través de las fronteras de los espacios de trabajo. Esta aparente paradoja es un resultado directo del Modelo Isotérmico en el cual las temperaturas de los espacios de expansión y compresión son mantenidas iguales al “heater” y “cooler” respectivamente. Además las paredes de los cilindros no son diseñadas para la transferencia de calor. En motores reales el espacio de trabajo tiende a ser adiabático (se hará el análisis más adelante) más que isotérmico, lo que implica que la transferencia neta de calor a través del ciclo puede ser suministrada por los intercambiadores.

Con el fin de resolver estas ecuaciones, es necesario especificar las variaciones de los volúmenes de los espacios de trabajo V_c y V_e así como también sus respectivas derivadas dV_c y dV_e con respecto al ángulo de la manivela.

4.3.1 Solución de Schmidt

Gustav Schmidt del Instituto Politécnico Alemán de Praga, publicó un análisis en 1871 en el cual obtuvo soluciones de forma cerrada para las ecuaciones deducidas en el análisis Isotérmico Ideal, para el caso especial de variación de volumen sinusoidal de los espacios de trabajo con respecto al ángulo de la manivela θ .

Considere el siguiente diagrama que muestra las variaciones de los espacios de expansión y compresión para un motor Alfa a través de un ciclo simple:



4.20 Variación sinusoidal de los volúmenes (Urieli)

A partir del diagrama anterior podemos determinar las variaciones sinusoidales de los espacios de compresión y expansión respectivamente:

$$V_c = V_{clc} + \frac{V_{swc}(1 + \cos\theta)}{2} \dots (\text{Ec. 4.3.25})$$

$$V_e = V_{cle} + \frac{V_{swe}(1 + \cos(\theta + \alpha))}{2} \dots (\text{Ec. 4.3.26})$$

Donde V_{cl} y V_{sw} representan respectivamente los volúmenes de espacio muerto y de barrido, θ el ángulo del ciclo y α el ángulo de avance de fase.

4.3.1.1 Alfa

En ésta sección continuaremos el análisis anterior específicamente para la configuración Alfa, los análisis de las otras dos configuraciones se desarrollaron en el anexo 6.2. La siguiente relación trigonométrica será de gran utilidad en las simplificaciones posteriores.

$$\cos(A + B) = \cos A \cos B - \sin A \sin B \dots (\text{Ec. 4.3.27})$$

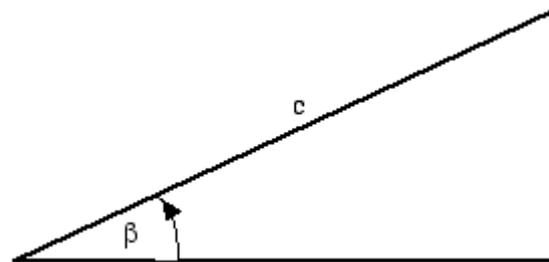
Sustituyendo ecuaciones (4.3.25) y (4.3.26) en la (4.3.13) y la relación trigonométrica (4.3.27), obtenemos, después de simplificar:

$$p = \frac{MR}{\left\{ S + \left(\frac{V_{swe} \cos \alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k} \right) \cos \theta - \left(\frac{V_{swe} \sin \alpha}{2T_h} \right) \sin \theta \right\}} \dots (\text{Ec. 4.3.27})$$

Donde:

$$S = \frac{V_{swc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h} \dots (\text{Ec. 4.3.28})$$

Con el fin de simplificar la ecuación de la presión, consideraremos ahora un par de relaciones trigonométricas β y c definidas por el siguiente triángulo rectángulo:



$$c \sin \beta = \frac{V_{swe} \sin \alpha}{2T_h}$$

$$c \cos \beta = \frac{V_{swe} \cos \alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k}$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{V_{swe} \sin \alpha}{2T_h}}{\frac{V_{swe} \cos \alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k}} \right) \dots (\text{Ec. 4.3.29})$$

$$c = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{V_{swe}}{T_h}\right)^2 + 2 \frac{V_{swe} V_{swc}}{T_h T_k} \cos\alpha + \left(\frac{V_{swc}}{T_k}\right)^2} \dots \text{(Ec. 4.3.30)}$$

Sustituyendo β y c en la ecuación de la presión y simplificando:

$$p = \frac{MR}{s(1 + b\cos\varphi)} \dots \text{(Ec. 4.3.31)}$$

Donde:

$$\varphi = \theta + \beta; \quad b = c/s;$$

Los valores máximo y mínimo de la presión pueden ahora ser evaluados con los extremos de los valores del $\cos\varphi$.

$$p_{\min} = \frac{MR}{s(1 + b)} \dots \text{(Ec. 4.3.32)}$$

$$p_{\max} = \frac{MR}{s(1 - b)} \dots \text{(Ec. 4.3.33)}$$

La presión promedio a través del ciclo está dada por la siguiente relación:

$$P_{\text{media}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p \, d\varphi \dots \text{(Ec. 4.3.34)} \rightarrow P_{\text{media}} = \frac{MR}{2\pi S} \int_0^{2\pi} \frac{1}{1 + b\cos\varphi} \, d\varphi \dots \text{(Ec. 4.3.35)}$$

Utilizando la siguiente expresión para resolver la integral y simplificando:

$$\int_0^{2\pi} \frac{dx}{A + B\cos x} = \frac{2\pi}{\sqrt{A^2 - B^2}}$$

Obtenemos:

$$P_{\text{media}} = \frac{MR}{S\sqrt{1 - b^2}} \dots \text{(Ec. 4.3.36)}$$

La ecuación anterior es la forma más eficiente de relacionar la masa total del fluido de trabajo del ciclo con la presión media. El trabajo neto hecho por el motor es igual a la suma del trabajo de compresión y expansión a través de un ciclo completo.

$$Q_e = W_e = \int_0^{2\pi} \left(p \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \dots \text{(4.3.37)}$$

$$Q_c = W_c = \int_0^{2\pi} \left(p \frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta \dots \text{(4.3.38)}$$

$$W = W_c + W_e \dots \text{(4.3.39)}$$

Las derivadas de los volúmenes son obtenidas diferenciando V_c y V_e de las ecuaciones (4.3.25) y (4.3.26) respectivamente:

$$\frac{dV_c}{d\theta} = -\frac{1}{2}V_{swc}\text{sen}\theta \dots (\text{Ec. 4.3.40})$$

$$\frac{dV_e}{d\theta} = -\frac{1}{2}V_{swe}\text{sen}(\theta + \alpha) \dots (\text{Ec. 4.3.40})$$

Sustituyendo las derivadas anteriores en las ecuaciones (4.3.37) y (4.3.38) obtenemos nuevas expresiones para los trabajos, esto es:

$$W_c = -\frac{V_{swc}MR}{2S} \int_0^{2\pi} \frac{\text{sen}\theta}{1 + b\cos(\beta + \theta)} d\theta \dots (\text{Ec. 4.3.41})$$

$$W_e = -\frac{V_{swe}MR}{2S} \int_0^{2\pi} \frac{\text{sen}(\theta + \alpha)}{1 + b\cos(\beta + \theta)} d\theta \dots (\text{Ec. 4.3.42})$$

Para resolver las integrales anteriores utilizaremos la siguiente expresión:

$$\int_0^{2\pi} \frac{\text{sen}(x + a)}{B + C\cos(x + d)} dx = \frac{2\pi}{C} \left(\frac{B}{\sqrt{B^2 - C^2}} - 1 \right) \text{sen}(d - a)$$

Resolviendo las integrales para los trabajos de expansión y compresión y sustituyendo la ecuación (36) de la presión media, obtenemos finalmente las siguientes expresiones:

$$W_c = \pi V_{swc} p_{\text{media}} \text{sen}\beta \left(\sqrt{1 - b^2} - 1 \right) / b \dots (\text{Ec. 4.3.43})$$

$$W_e = \pi V_{swe} p_{\text{media}} \text{sen}(\beta - \alpha) \left(\sqrt{1 - b^2} - 1 \right) / b \dots (\text{Ec. 4.3.44})$$

Por otro lado, como el análisis de Schmidt está basado en el Modelo Isotérmico Ideal, la eficiencia térmica debería reducirse a la eficiencia de Carnot. La eficiencia térmica está definida por la relación del trabajo realizado por el motor y el calor externo suministrado. Por otro lado, mediante el análisis energético se determinó que el calor suministrado al sistema es igual al trabajo hecho en el espacio de expansión por el mismo, así:

$$\eta = \frac{W}{W_e} = \frac{W_e + W_c}{W_e} \dots (\text{Ec. 4.3.45})$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.3.43) y (4.3.44) en la ecuación (4.3.45) y simplificando:

$$\eta = 1 + \frac{V_{swc}\text{sen}\beta}{V_{swe}\text{sen}(\beta - \alpha)} \dots (\text{Ec. 4.3.46})$$

Expandiendo la ecuación (4.3.46) con las siguientes relaciones trigonométricas:

$$\text{sen}(A + B) = \text{sen}A\cos B + \text{sen}B\cos A$$

$$\tan C = \frac{\text{sen}C}{\cos C}$$

Obtenemos la siguiente expresión para la eficiencia:

$$\eta = 1 - \frac{V_{swc}}{V_{swe}} \left(\frac{\cos\beta}{\text{sen}\alpha - \tan\beta\cos\alpha} \right) \dots \text{(Ec. 4.3.47)}$$

Finalmente sustituyendo la ecuación (4.3.29) en la ecuación anterior y simplificando, obtenemos:

$$\eta = 1 - \frac{T_k}{T_h} \dots \text{(Ec. 4.3.48)}$$

El análisis realizado nos da como resultado final la eficiencia máxima que un ciclo ideal alcanzaría.

4.4 Análisis Adiabático

En el análisis anterior consideramos un modelo motor Stirling ideal en el cual los espacios de expansión y compresión se mantenían a las temperaturas respectivas del Cooler y Heater. Por las implicaciones que resultan de estas consideraciones, consideraremos un nuevo modelo alternativo ideal para el ciclo del motor, el modelo Adiabático Ideal:

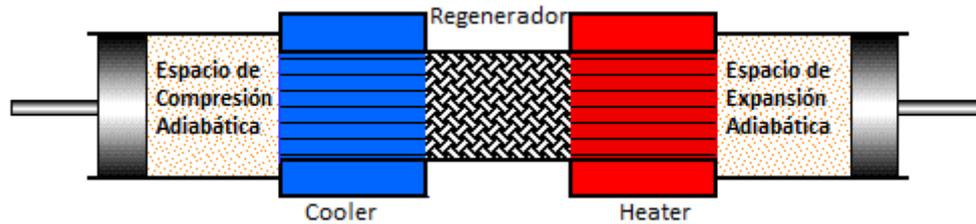


Figura 4.21 Diagrama Modelo Adiabático Ideal

En este modelo los espacios de expansión y compresión son adiabáticos (no hay transferencia de calor con el ambiente). Para el análisis consideraremos, además de la nomenclatura anterior, doble sufijos (ck, kr, rh, he), los cuales representan las cuatro interfaces entre los elementos del motor, las flechas indican la dirección positiva de flujo arbitrariamente definido del espacio de compresión al de expansión.

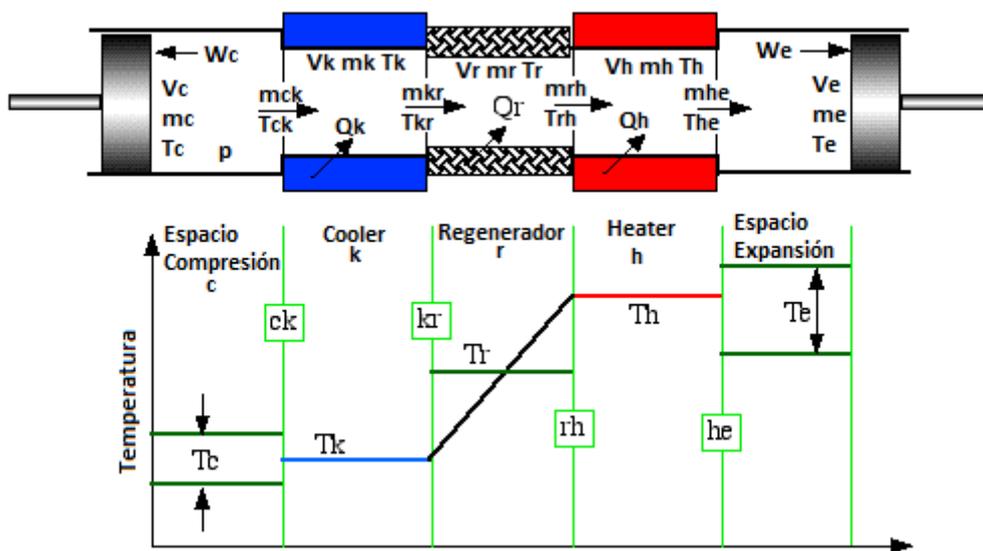


Figura 4.22 Nomenclatura Modelo Adiabático

Como lo muestra el diagrama, las temperaturas de expansión y compresión no son constantes, se valor dependerá del sentido del flujo másico, en consecuencia, las temperaturas de las interfaces estarán sujetas a las siguientes condiciones:

$$\text{Sí } m_{ck} > 0 \rightarrow T_{ck} = T_c, \text{ si no } T_{ck} = T_k$$

$$\text{Sí } m_{he} > 0 \rightarrow T_{he} = T_h, \text{ si no } T_{he} = T_e$$

En un modelo ideal la masa del fluido de trabajo permanece constante en el sistema, no existen caídas de presión, “p” representa la presión instantánea través del sistema y el regenerador es externamente adiabático.

4.4.1 Desarrollo de las ecuaciones.

Para obtener las expresiones que describen este modelo aplicaremos las ecuaciones de estado y energía a cada celda (elemento). Posteriormente se conjuntarán mediante la ecuación de continuidad. A continuación se considera una celda en general para iniciar el análisis (subíndices i/o indican entrada y salida), las derivadas se reaniman respecto al ángulo del ciclo (p.e $dm = dm/d\theta$).

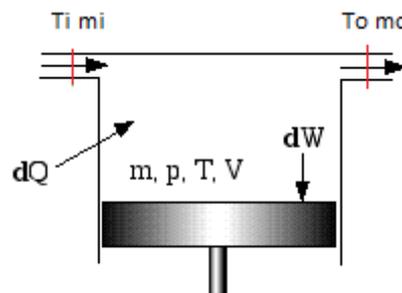


Figura 4.23 Celda Generalizada

El enunciado de la conservación de energía dice lo siguiente:

Calor transferido	+	Entalpía neta	=	Trabajo realizado	+	Variación de energía interna
-------------------	---	---------------	---	-------------------	---	------------------------------

Matemáticamente y en forma diferencial:

$$dQ + (c_p T_i m_i - c_p T_o m_o) = dW + c_v d(mT) \quad \dots \text{Ec. (4.4.1)}$$

La ecuación anterior es la forma clásica de la ecuación de la energía para flujo no estacionario, en el cual la energía cinética y potencia no son consideradas.

Al derivar la ecuación de gas ideal y reordenando, se obtiene:

$$pV = mRT \quad \dots \text{Ec. (4.4.2)}$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad \dots \text{Ec. (4.4.3)}$$

Por otro lado, la masa total del fluido la obtenemos sumando cada fracción de masa:

$$m_c + m_k + m_r + m_h + m_e = M \dots Ec. (4.4.4)$$

De la ecuación (4.4.4) en la (4.4.2):

$$p = MR \left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right) \dots Ec. (4.4.5)$$

La definición de la temperatura efectiva del regenerador fue obtenida en el análisis Isotérmico Ideal. Ahora, derivando la ecuación (4.4.4):

$$dm_c + dm_k + dm_r + dm_h + dm_e = 0 \dots Ec. (4.4.6)$$

Por otro lado, el volumen y la temperatura permanecen constantes en los intercambiadores de calor, con lo que la ecuación en forma diferencia se reduce a lo siguiente:

$$dm/m = dp/p \dots Ec. (4.4.7)$$

$$dm = dpm/p = \frac{(dp/R)V}{T} \dots Ec. (4.4.8)$$

Aplicando la ecuación (4.4.8) para los intercambiadores de calor y el regenerador, se obtiene:

$$dm_c + dm_e + (dp/R)(V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h) = 0 \dots Ec. (4.4.9)$$

Con el fin de obtener una ecuación explícita en dp eliminaremos los términos dm_c y dm_e y considerando el espacio de compresión adiabático:

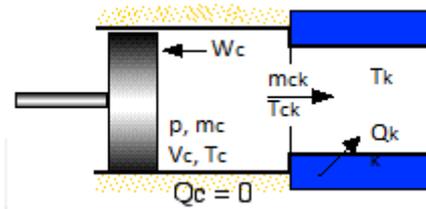


Figura 4.24 Espacio de Compresión/Cooler

De la ecuación de energía para este espacio se obtiene:

$$-c_p T_{ck} m_{ck} = dW_c + c_v d(m_c T_c) \dots Ec. (4.4.10)$$

De las consideraciones de continuidad ($dm_c = m_{ck}$), que el trabajo hecho $dW_c = pdV_c$ y de las relaciones de gas ideal ($pV_c = m_c RT_c$, $c_p - c_v = R$, $c_p/c_v = \gamma$) se obtiene la siguiente expresión:

$$dm_c = (pdV_c + V_c dp/\gamma)/(RT_{ck}) \dots Ec. (4.4.11)$$

Similarmente para el espacio de expansión:

$$dm_e = (pdV_e + V_e dp/\gamma)/(RT_{he}) \dots Ec. (4.4.11)$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.9) y simplificando:

$$dp = \frac{-\gamma p (dV_c/T_{ck} + dV_e/T_{he})}{[V_c/T_{ck} + \gamma(V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h) + V_e/T_{he}]} \dots Ec. (4.4.12)$$

De la ecuación (4.4.3) podemos obtener las siguientes expresiones para los espacios de expansión y compresión:

$$dT_c = T_c(dp/p + dV_c/V_c - dm_c/m_c) \dots Ec. (4.4.13)$$

$$dT_e = T_e(dp/p + dV_e/V_e - dm_e/m_e) \dots Ec. (4.4.14)$$

Aplicando la ecuación de energía a cada uno de los intercambiadores y las ecuaciones (4.4.7) y (4.4.8) obtenemos la siguiente expresión:

$$dQ + (c_p T_i m_i - c_p T_o m_o) = c_v T dm = V dp c_v / R \dots Ec(4.4.15)$$

Aplicándola para cada uno de los intercambiadores:

$$dQ_k = V_k dp c_v / R - c_p (T_{ck} m_{ck} - T_{kr} m_{kr}) \dots Ec. (4.4.16)$$

$$dQ_r = V_r dp c_v / R - c_p (T_{kr} m_{kr} - T_{rh} m_{rh}) \dots Ec. (4.4.17)$$

$$dQ_h = V_h dp c_v / R - c_p (T_{rh} m_{rh} - T_{he} m_{he}) \dots Ec. (4.4.18)$$

Finalmente, el trabajo hecho en los espacios de compresión y expansión se determinan con las siguientes expresiones:

$$W = W_c + W_e \dots Ec. (4.4.19)$$

$$dW = dW_c + dW_e \dots Ec. (4.4.20)$$

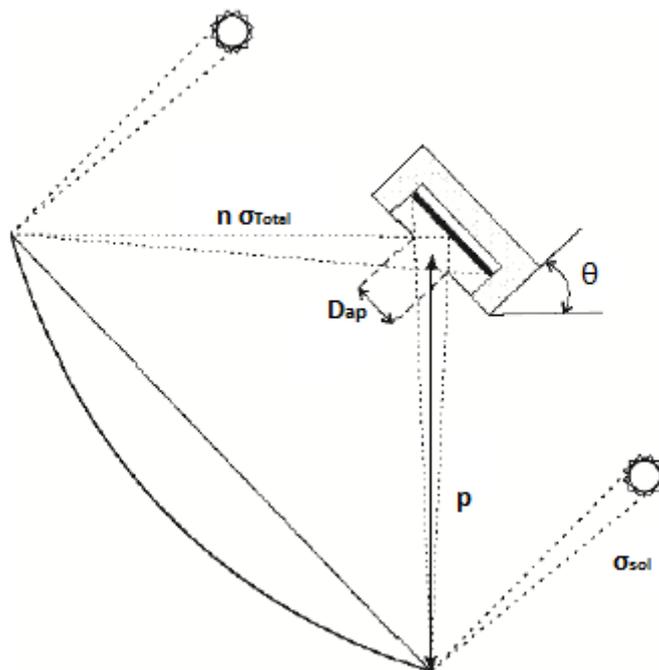
$$dW_c = p dV_c \dots Ec. (4.4.21)$$

$$dW_e = p dV_e \dots Ec. (4.4.22)$$

Algo importante de mencionar, es que este análisis es independiente de la frecuencia a la que se trabaje, sin embargo es necesaria con el fin de obtener las transferencias de calor en los intercambiadores.

4.5 Concentrador parabólico

En esta sección se desarrollará el modelo matemático para dimensionar el concentrador parabólico que suministre la energía térmica y temperatura requeridas por el motor Stirling de acuerdo al análisis de la sección anterior, bajo las condiciones de obtener las mínimas pérdidas térmicas y ópticas. La figura 4.25 muestra el esquema del concentrador solar, el receptor de cavidad y los principales parámetros considerados en el análisis óptico-geométrico.

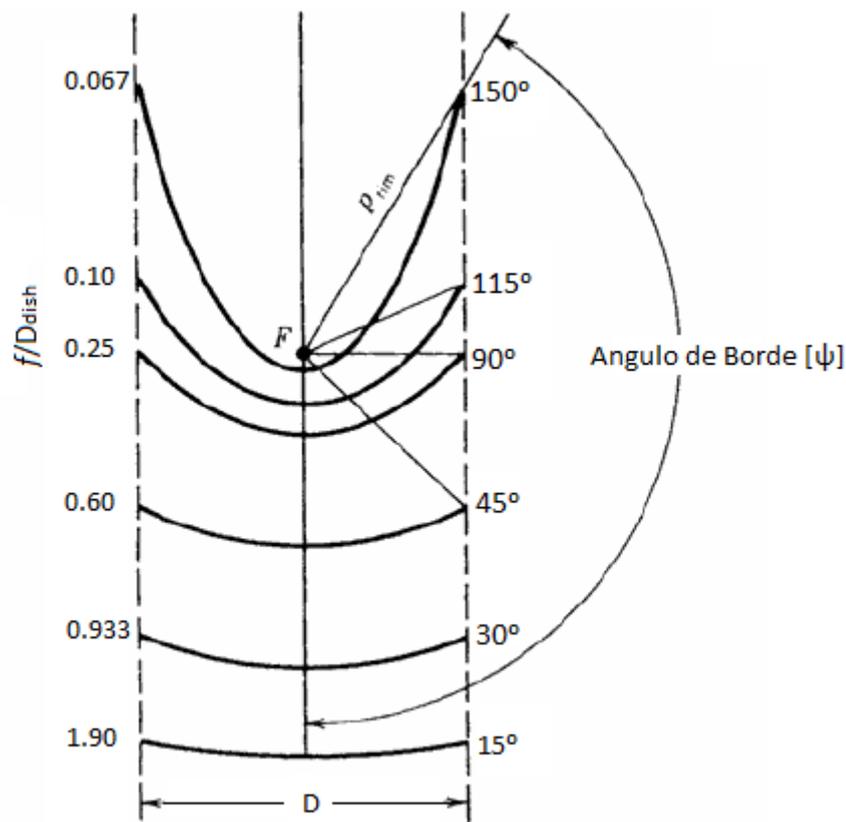


4.25 Trayectoria de los rayos solares en un concentrador parabólico con receptor de cavidad (Beltran, Velazquez, Cota, Saucedo, & Perez, 2012)

La cavidad que contiene al absorbedor es cilíndrica y su apertura coincide con el punto focal del concentrador, el cual está localizado a una distancia “p” del borde (rim) del concentrador. El absorbedor está localizado dentro de la cavidad a una distancia de la apertura a la cual la imagen solar corresponde al área del absorbedor.

4.5.1 Metodología

El procedimiento de diseño del sistema de colección solar inicia con la evaluación del funcionamiento óptico-geométrico del concentrador. El diámetro de apertura y el ángulo de borde del disco parabólico son las variables evaluadas en el estudio operativo y el dimensionamiento del concentrado. El ángulo de borde es obtenido cuando se alcanza la mayor concentración geométrica y el diámetro del concentrador es variado hasta obtener la energía requerida por el motor Stirling. En 1985 William B. Stine y Raymond W. Harrigan obtuvieron ángulos de bordes máximos en función de la distancia focal y el diámetro del concentrador.



4.26 Ángulos de borde para relaciones foco/diámetro (Stine & Harrigan, *Solar Energy Fundamentals and Design with Computer Applications*, 1985)

Una vez el ángulo de apertura y el diámetro del concentrador son establecidos. La distancia focal es calculada, y con todo esto, la geometría del concentrador está totalmente definida.

Con la geometría del concentrador definida, se determina el diámetro de apertura de la cavidad D_{ap} , el cual es igual al ancho de la imagen solar producida en el plano focal, como se mostró en la figura 4.25. Luego variando la distancia entre el plano focal y el absorbedor, proyectando la imagen solar sobre el área del absorbedor, la posición de éste es establecida.

Después de establecer la geometría del concentrador y receptor, la influencia de las variables externas sobre el desempeño del sistema es analizado y éste es redimensionado dependiendo dicha influencia con el fin de obtener la mayor eficiencia.

Para el análisis de la cavidad, las pérdidas de energía que fueron incluidas fueron debidas a la convección forzada y natural, conducción a través del aislamiento y radiaciones emitida y reflejada. El modelo asume una distribución de energía solar uniforme y que las propiedades ópticas y las térmicas del absorbedor se mantienen constantes.

4.5.2 Modelo Óptico-Geométrico

La relación entre la longitud focal, el ángulo de borde y el diámetro de la parábola está dada por la ecuación:

$$f = \frac{D_{dish}}{4 \tan\left(\frac{\psi}{2}\right)} \dots \text{Ec. (4.5.1)}$$

El ancho de la imagen solar w generada por el colector en la zona focal está dada por (Stine & Harrigan, Solar Energy Fundamentals and Design with Computer Applications, 1985) :

$$w = 2p \tan\left(\frac{n\sigma_{\text{total}}}{2}\right) / \cos\psi \dots \text{Ec. (4.5.2)}$$

$$p = \frac{2f}{1 + \cos\psi} \dots \text{Ec. (4.5.3)}$$

Donde σ_{total} es el error total del concentrador, ψ es el ángulo de borde, “ p ” es la distancia de la superficie del concentrador al punto focal de la apertura y “ n ” es el número de desviaciones estándar para el haz de radiación que entra por la apertura respecto a su diámetro. El error total combina errores asociados con la estructura física, el sensor de rastreo del sol, el sistema de conducción de rastreo, el posicionamiento del receptor en la zona focal y los valores de reflectancia especular las cuales fueron propuestos por (Stine & Harrigan, Solar Energy Fundamentals and Design with Computer Applications, 1985) como valores de error típicos de éstos sistemas de colección solar.

Tipo de error	Una desviación estandar 1σ
Estructural	2.5 mrad
Sensor de Rastreo	2 mrad
Conducción	2 mrad
Alineamiento	2 mrad
Reflectancia Especular	.25 mrad
Longitud solar	2.8 mrad

Tabla 4-1 Valores de error típicos para sistemas de colección solar Stirling

$$\sigma_{\text{total}} = \sqrt{(2\sigma_{\text{estructural}})^2 + \sigma_{\text{sensor}}^2 + \sigma_{\text{conducción}}^2 + \sigma_{\text{alineación}}^2 + \sigma_{\text{sol}}^2 + (2\sigma_{\text{reflectancia}})^2}$$

Ec. (4.5.4)

El factor de intercepción φ representa la fracción de radiación interceptada por el receptor de cavidad y es calculado por la ecuación (5), reportada por Stine y Harrigan, considerando un cambio en la fracción de flujo capturado, esto es, $\Gamma^{1.975}$ en lugar de Γ , el cual es usado para determinar la energía interceptada por el receptor por cada anillo diferencial del colector y se determina de acuerdo a las siguientes expresiones (Stine y Harrigan):

$$\varphi = \frac{\sum_{\psi=0}^{\psi} \Gamma^{1.975} 8\pi I f \sin(\psi) \Delta\psi}{I A_{\text{dish}}} \dots \text{Ec. (4.5.5)}$$

$$\Gamma = 1 - 2 * Q(x) \dots Ec. (4.5.6)$$

Donde:

$$Q(x) = f(x) * (b_1 t + b_2 t^2 + b_3 t^3 + b_4 t^4 + b_5 t^5) \dots Ec. (4.5.7)$$

$$x = \frac{n}{2}; \quad f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2}}; \quad t = \frac{1}{1 + rx}$$

$$r = 0.2316419;$$

$$b_1 = 0.31938153$$

$$b_2 = -0.356563782$$

$$b_3 = 1.781477937$$

$$b_4 = -1.82125978$$

$$b_5 = 1.330274429$$

4.5.3 Modelo Térmico

La figura 4.27 muestra los mecanismos de transferencia de calor que se consideraran en el análisis. De donde deduce la expresión para el calor transferido al motor Stirling:

$$Q_{motor} = Q_{rec} - Q_{r,refl} - (Q_{cond} + Q_h + Q_{r,emit}) \dots Ec. (4.5.8)$$

Donde el calor por radiación entrante a al receptor de cavidad es calculado por:

$$Q_{rec} = IA_{dish} \rho_{sup} \varphi_{int} \dots Ec. (4.5.9)$$

La radiación reflejada por el receptor es calculado por la siguiente ecuación de acuerdo a (Duffie & Bechkman, Third Edition) como se sigue:

$$Q_{r,refl} = (1 - \alpha_{ef}) Q_{rec} \dots Ec. (4.5.10)$$

Donde α_{ef} es la absortancia efectiva de la cavidad y se determina así:

$$\alpha_{ef} = \frac{\alpha_{rec}}{\alpha_{rec} + (1 - \alpha_{rec}) \frac{A_{ap}}{A_{rec}}} \dots Ec. (4.5.11)$$

Las pérdidas por conducción a través del aislamiento son disipadas por convección de acuerdo a la ecuación:

$$Q_k = \frac{T_{abs} - T_{amb}}{\frac{L_{ins}}{K_{ins} A_{rec}} + \frac{1}{h_{ext,rec} A_{rec}}} \dots Ec. (4.5.12)$$

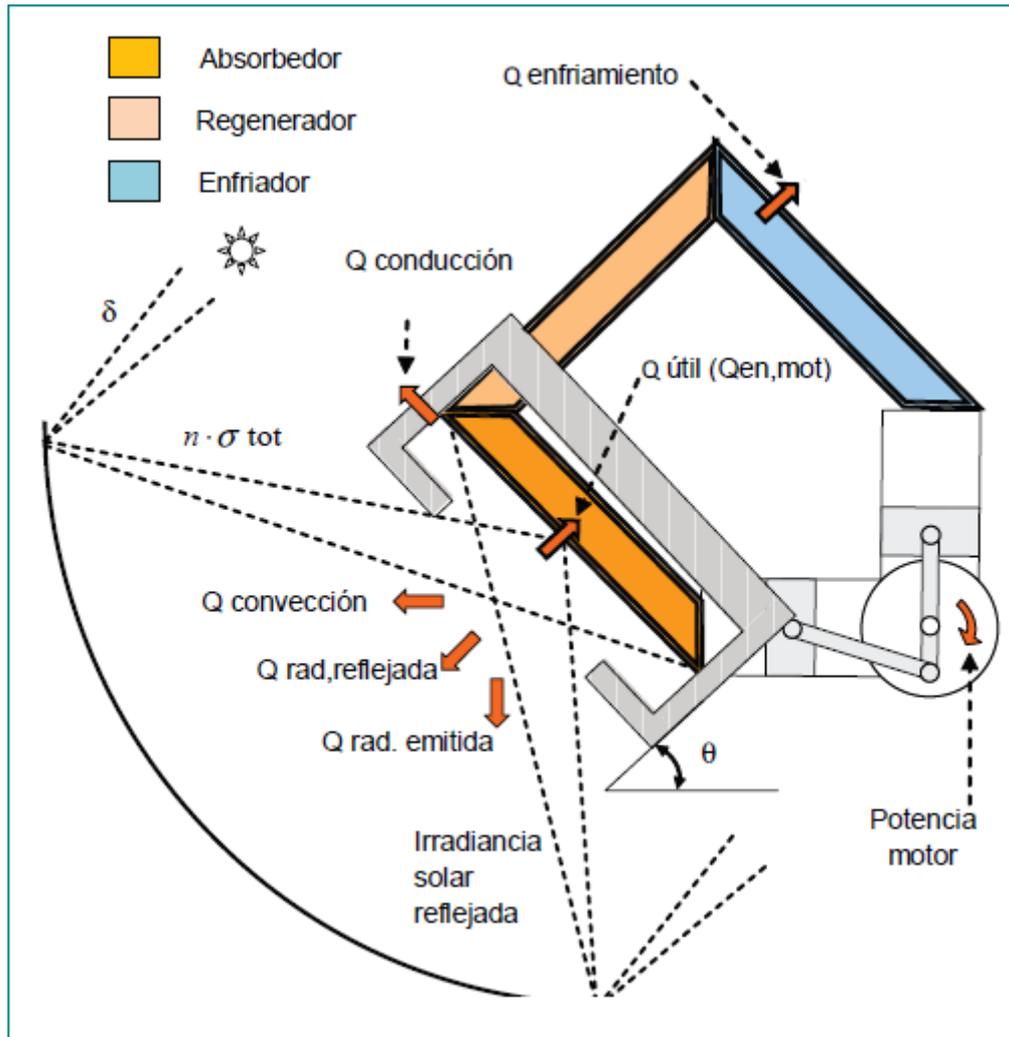


Figura 4.27 Modelo térmico-óptico

El coeficiente de transferencia de calor por conducción para el exterior del receptor de cavidad $h_{ext,rec}$ se obtiene de la correlación propuesta por (Morgan, 1975):

$$h_{ext,rec} = 0.148(Re)^{0.633} \frac{k_{amb}}{D_{rec}} \dots (4.5.13)$$

Para determinar las pérdidas de calor por convección natural

La mayor concentración se obtiene con un ángulo de borde de 45. (Ruiz, Limón, & Chacón, 2011), las correlaciones de (Stine & McDonald, 1989)son usadas.

$$Nu_{h,nat} = 0.088 Gr^{1/3} \left(\frac{T_{abs}}{T_{amb}} \right)^{0.18} \cos(\theta)^{2.47} (D_{ap}/L_{rec})^s \dots Ec. (4.5.14)$$

Donde el número de Nusselt $Nu_{h,nat}$ se basa en el diámetro interno del receptor en la región cilíndrica L_{rec} , y "s" está definida como:

$$s = 1.12 - 0.982 \left(\frac{D_{ap}}{L_{rec}} \right) \dots Ec. (4.5.15)$$

Así, el coeficiente de transferencia de calor por convección natural dentro de la cavidad es calculado con la expresión:

$$h_{nat} = \frac{Nu_{h,nat} k_{rec}}{D_{rec}} \dots Ec. (4.5.16)$$

El área total donde las pérdidas por convección ocurren, corresponde al área circular del fondo de la cavidad donde el absorbedor está localizado y el área de las paredes internas. El modelo propuesto por (Ma, 1993) es usado para calcular las pérdidas de calor por convección debido a la velocidad del viento considerando la inclinación del receptor.

$$h_{viento} = f(\theta_{incl}) v^{1.401} \dots Ec. (4.5.17)$$

Donde “ v ” es la velocidad del viento y $f(\theta_{incl})$ es una función del ángulo de inclinación θ , la cual es determinada por la expresión:

$$f(\theta) = 0.1634 + 0.7498 \text{sen}(\theta) - 0.5026 \text{sen}(2\theta) + 0.3278 \text{sen}(3\theta) \dots Ec. (4.5.18)$$

Asumiendo que la convección natural es independiente de la convección debido al viento, el coeficiente de convección total es representado por la suma de los coeficientes de convección de acuerdo a la ecuación (19).

$$h_{total} = h_{nat} + h_{viento} \dots Ec. (4.5.19)$$

Finalmente, las pérdidas por convección total de la cavidad pueden ser obtenidas así:

$$Q_{h,total} = h_{total} A_{rec} (T_{abs} - T_{amb}) \dots Ec. (4.5.20)$$

Las pérdidas de radiación por emisión son calculadas de acuerdo al siguiente modelo (Incropera & Witt, 2002):

$$Q_{r,emit} = \varepsilon_{rec} \sigma A_{ap} (T_{abs}^4 - T_{amb}^4) \dots Ec. (4.5.21)$$

Dónde A_{ap} es función del diámetro de apertura de la cavidad. Del balance general de energía en el receptor, las pérdidas de energía total pueden ser calculadas con la siguiente expresión:

$$Q_{perdidas} = Q_{rec} - Q_{r,refl} - Q_{motor} \dots Ec. (4.5.22)$$

La eficiencia de concentrador parabólico η_{dish} es equivalente a la reflectividad de la superficie del concentrador ρ , mientras que la eficiencia térmica del receptor de cavidad se define como el calor transferido al motor Stirling dividido por la energía solar reflejada por el concentrador.

$$\eta_{rec} = \frac{Q_{motor}}{IA_{dish}\rho} \dots Ec. (4.5.23)$$

La eficiencia del sistema de colección solar (Concentrador/Cavidad) η_{col} se define como la energía absorbida por el motor Stirling entre la energía solar que llega al área de apertura del concentrador.

$$\eta_{col} = \eta_{dish} \eta_{rec} \dots Ec. (4.5.24)$$

Finalmente, la eficiencia global del sistema está definida por la potencia producida por el motor entre la radiación solar directa que llega al área del concentrador parabólico, esto es:

$$\eta_{global} = \frac{E}{IA_{dish}} \dots Ec. (4.5.25)$$

El modelo desarrollado en esta sección fue validado en el artículo "*Mathematical model for the study and design of solar dish collector with cavity receiver for its application in Stirling engines*" por los investigadores (Beltran, Velazquez, Cota, Saucedo, & Perez, 2012) de la Universidad Autónoma de Baja California, mediante la comparación de sus resultados con los existentes teóricos y experimentales.

4.6 Conclusiones

- i. Los sistemas de discos Stirling presentan una alta eficiencia en la conversión de energía solar a energía eléctrica, entre 25-40%, debido a sus altas relaciones de concentración.
- ii. Existen principalmente tres configuraciones del motor Stirling, cada una con características propias, lo que permite la elección de alguno de éstos para una aplicación en específico. Para éste caso la configuración Alfa es la idónea, ya que se requiere que las cámaras de expansión y compresión estén lo más separadas posibles para disminuir las pérdidas térmicas, entre otras características.
- iii. El análisis Isotérmico Ideal nos permite determinar la eficiencia máxima que en teoría el motor podría alcanzar. El análisis de Schmidt brinda una solución cerrada para la evaluación de éste modelo. Sin embargo la suposición de las temperaturas hace que los intercambiadores de calor sean redundantes.
- iv. El análisis Adiabático Ideal permite obtener una mejor aproximación al comportamiento real del ciclo, con el inconveniente de que las ecuaciones que describen al sistema son diferenciales, por lo que se debe recurrir a un método numérico para su resolución.
- v. El modelo matemático desarrollado para dimensionar el concentrador requerido por el motor Stirling considera las mayorías de las pérdidas térmicas que se presentan en el sistema, además de que se obtuvo experimentalmente su validez, razones por las cuales se tomó como base en éste trabajo.

5 Dimensionamiento del sistema

Para obtener los parámetros geométricos del sistema es necesario establecer las condiciones operativas bajo las cuales el sistema funcionará. El primer análisis se realizará para el motor Stirling, con el fin de obtener la relación de transferencia de calor necesaria para obtener una potencia deseada. Una vez que es conocida esta relación de transferencia, se procede a dimensionar el concentrador solar y el receptor de cavidad con el fin de satisfacer la demanda del motor. Las condiciones de operación fueron tomadas de acuerdo al clima de la Ciudad de Mexicali, Baja California.

5.1 Motor Stirling

Las dimensiones del motor Stirling fueron tomados del artículo referido (Beltran, Velazquez, Cota, Saucedo, & Perez, 2012). En la actualidad la generación eléctrica producida por unidades de esta tecnología va de los 5kW a los 25 kW (NREL, 2007), esto se debe principalmente a las dimensiones requeridas del concentrador parabólico para altas demandas energéticas.

Condiciones de Operación del Motor I		
Volumen [m ³]	de Expansión	1.133*10 ⁻³
	de Compresión	1.133*10 ⁻³
	de Espacio Muerto de Expansión	2.142*10 ⁻⁴
	de Espacio Muerto de Compresión	2.142*10 ⁻⁴
Temperatura [K]	del Ambiente	315
	del Absorbedor	929
Velocidad angular [rad/s]		27
Presión media [MPa]		2.9

Tabla 5-1 Condiciones de operación del Motor

El análisis para los casos Isotérmico Ideal y Adiabático Ideal fueron simulados en Matlab. El programa principal "StirlingEngineAnalysis" se debe ejecutar para iniciar la simulación. Automáticamente se llama al programa "Schmidt", en ese momento el programa requiere las entradas de operación del motor.

```
Command Window
Volumen de espacio muerto de compresión [m^3]: 2.142e-04
Volumen de barrido de compresión [m^3]: 1.133e-3
Volumen de espacio muerto de expansión [m^3]: 2.142e-04
Volumen de barrido de expansión [m^3]: 1.133e-3
Ángulo de fase de avance de expansión [Grados]: 90

CARACTERISTICAS DEL MOTOR:
Espacio muerto de compresión,Volumen-barrido de compresión
214.2, 1133.0 [cm^3]
Espacio muerto de expansión,Volumen-barrido de expansión
214.2, 1133.0 [cm^3]
Angulo de fase 90.0[Grados]
```

Tabla 5-2 Definición del Motor

Del mismo modo se definen algunas características de los intercambiadores de calor (Heater/Cooler) y del regenerador. Así como también las propiedades del fluido de trabajo.

```
Command Window
Cooler:
Diámetro exterior del tubo [m] : 9.000e-04
Longitud de intercambio de calor [m] : 0.087
No. de tubos : 2968

regenerador:
Diámetro externo (Tube Housing) [m] : 8.300e-02
Diámetro interno (Tube Housing) [m] : 7.300e-02
Longitud del regenerador [m] : 3.400e-02
Número de tubos : 8

Matriz:
Porosidad : 0.62
Diámetro del alambre [m] : 3.600e-05

Heater:
Diámetro exterior del tubo [m] : 6.3e-03
Longitud de intercambio de calor [m] : 10.1682e-2
No. de tubos : 32

Fluidos de Trabajo:
  He)lio
  Ai)re

Propiedades del Aire establecidas
Presión Media (Pa) : 2.9e6
Temperatura del Ambiente (Sumidero) (K) : 315
temperatura del Absorbedor (K) : 929
Velocidad Angular (rad/s) : 27
Ángulo de fase de presión 18.7(Grados)
Masa total de fluido: 48.836(gr)
```

Tabla 5-3 Definición de los intercambiadores y del fluido de trabajo.

El programa consta de dos diferentes fluidos de trabajo, sin embargo, en el análisis Isotérmico Ideal la eficiencia y la potencia de operación del motor Stirling, así como las transferencias de calor no se ven afectados por el tipo de fluido, como consecuencia de la condición isotérmica y de las soluciones obtenidas en el modelo de Schmidt el cual resuelve las ecuaciones para el trabajo en función de los volúmenes y temperaturas.

La propiedad que en mayor medida refleja el tipo de fluido utilizado (para éste análisis) es la masa, ya que esta se obtiene a partir de la Ley de Gas ideal y en consecuencia se requerirán diferentes cantidades para diferentes densidades, dichas variaciones se muestran a continuación en la tabla 5.4.

```
Command Window
Fluidos de Trabajo:
  He)lio
  Ai)re

Masa total del fluido Trabajo:
Helio   : 6.743 (gr)
Aire    : 48.836 (gr)
```

Tabla 5-4 Masas de fluido de trabajo requeridas en el Análisis Isotérmico Ideal

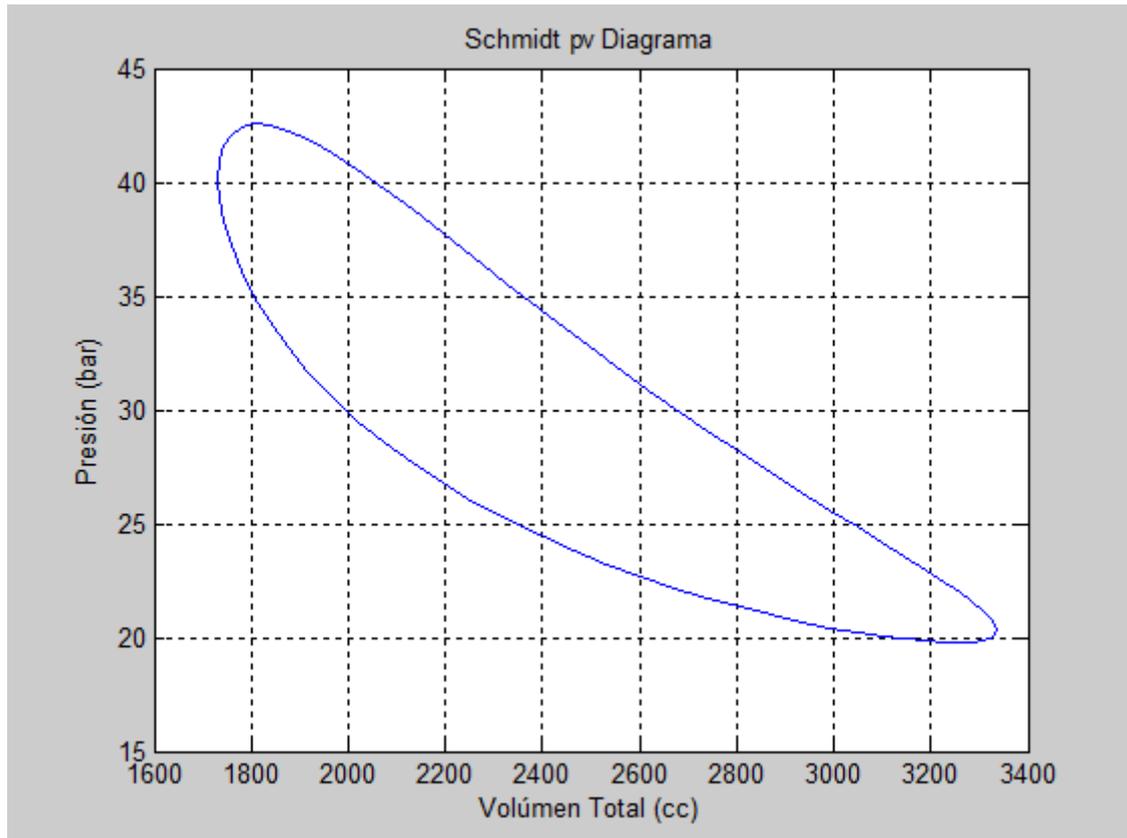
Los resultados obtenidos para el análisis Isotérmico Ideal se muestran a continuación:

```
Command Window
===== Análisis de Schmidt =====
Trabajo(joules) 1.224e+003, Potencia(Watts) 5.259e+003
Calor Transferido el Heater (Watts) 7.957e+003,
Calor Transferido del Cooler(Watts) -2.698e+003
Eficiencia (De Carnot) 0.661
=====
```

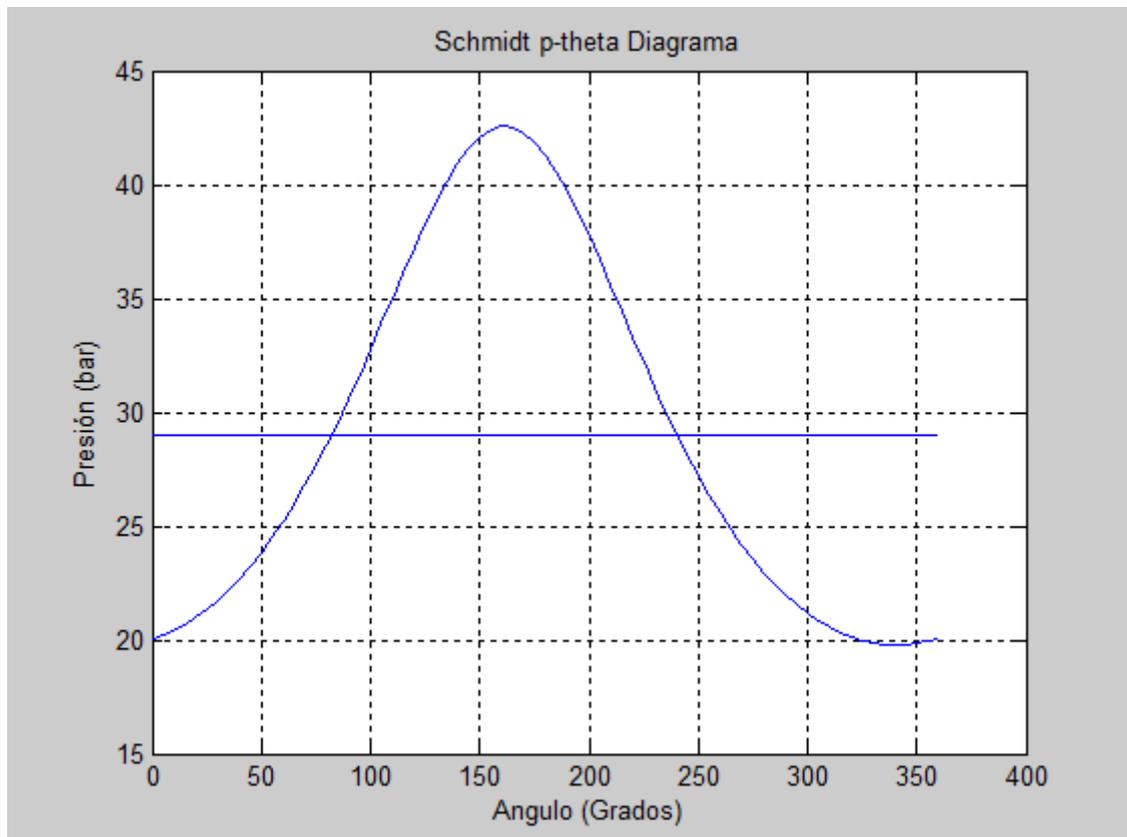
Tabla 5-5 Resultados del Análisis de Schmidt

La eficiencia obtenida es la potencia máxima teórica que se podría alcanzar de acuerdo a las condiciones de operación y a las características del motor establecidas, es decir, la eficiencia de Carnot. La potencia mecánica obtenida es de 5.26 Kw, para la cual se necesita suministrar una relación de transferencia de calor de 7.957 Kw.

A continuación se presenta el gráfico más representativo de un ciclo Stirling, es decir, un diagrama pv, además también se presenta un gráfico que describe el comportamiento del ángulo del ciclo con respecto a la presión.



Gráfica 5-1 Diagrama PV del Análisis de Isotérmico Ideal



Gráfica 5-2 Diagrama P-Theta del Análisis de Schmidt

Con éstos gráficos es fácil ver la desviación existente entre un ciclo real y uno teórico, donde el segundo supone 2 procesos a volumen constante, mientras que en el obtenido dichos procesos no se realizan de tal forma o no en su totalidad. La presión máxima alcanzada es de más de 4 MPa antes de llegar los 180°, esto de acuerdo a la conducción sinusoidal que se usó como solución.

Para el análisis Adiabático Ideal se elaboraron una serie de programas por separados, dichos programas se desarrollaron a partir de los modelos propuestos por Isreal Urieli (Urieli) para éste tipo de análisis, de acuerdo al siguiente diagrama.

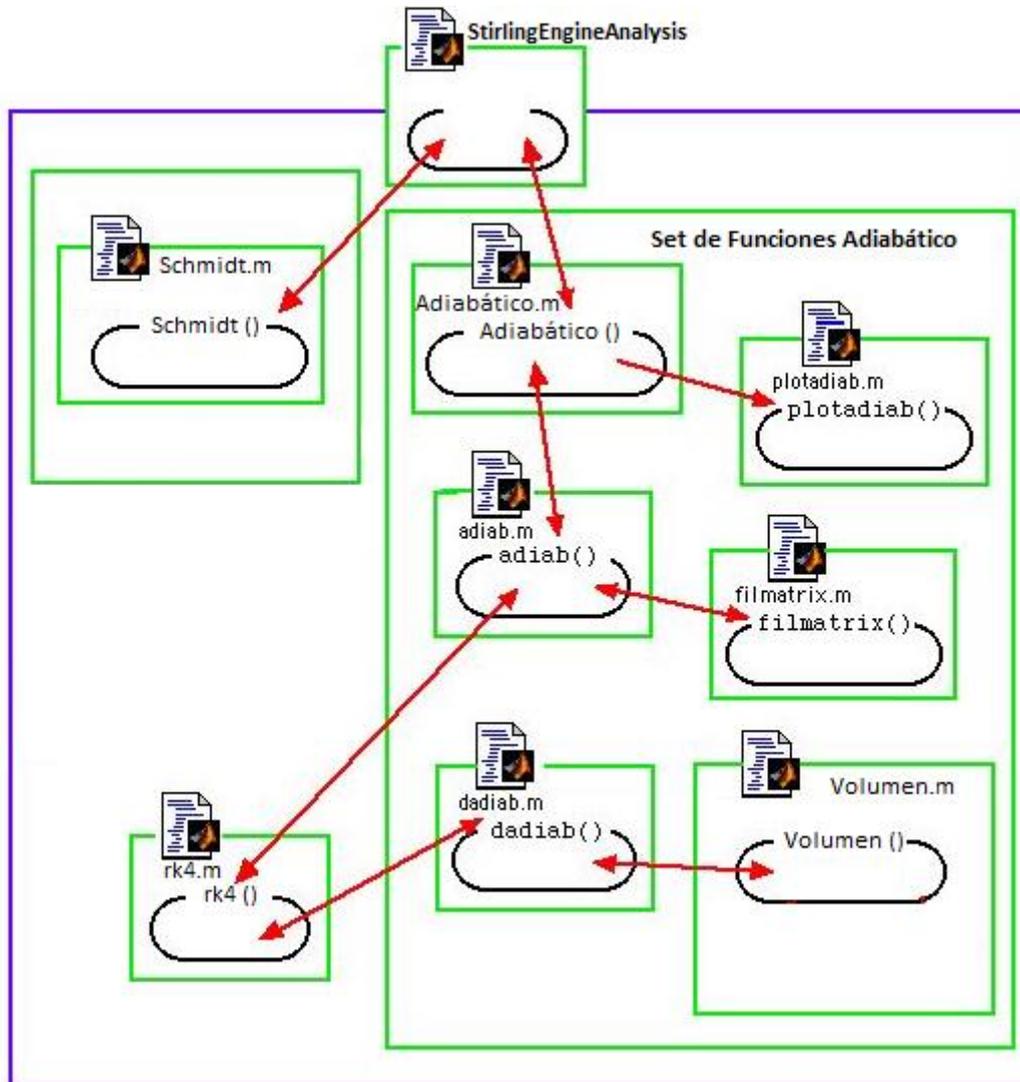


Tabla 5-6 Diagrama de Flujo del programa solución Ideal Adiabático

Para éste modelo se realizaron dos análisis con los fluidos de trabajo antes mencionados, en éste caso el tipo de fluido adquiere mayor relevancia debido a que las temperaturas en los espacios de expansión y compresión ya no son iguales a las de los intercambiadores de calor, en consecuencia las temperaturas que alcanzaran los fluidos de trabajo no serán iguales entre sí y por lo tanto el acercamiento al valor final para cada iteración también variará.

i. Helio

```
Command Window
===== Análisis Adiabático Ideal =====
Cooler Tk = 315.0[K], Heater Th = 929.0[K]
Iteración 0: Tc = 315.0[K], Te = 929.0[K]
Iteración 1: Tc = 380.7[K], Te = 937.1[K]
Iteración 2: Tc = 397.5[K], Te = 934.4[K]
Iteración 3: Tc = 401.2[K], Te = 933.1[K]
Iteración 4: Tc = 402.1[K], Te = 932.7[K]
Iteración 5: Tc = 402.3[K], Te = 932.6[K]
Iteración 6: Tc = 402.3[K], Te = 932.6[K]
Iteración 7: Tc = 402.3[K], Te = 932.6[K]
===== Resultados del Análisis Adiabático Ideal =====
Calor Transferido al Cooler: -4389.81[W]
Calor Neto Transferido al Regenerador: 0.01[W]
Calor Transferido al Heater: 9589.36[W]
Potencia: 5213.28[W]
Eficiencia Térmica : 54.4[%]
```

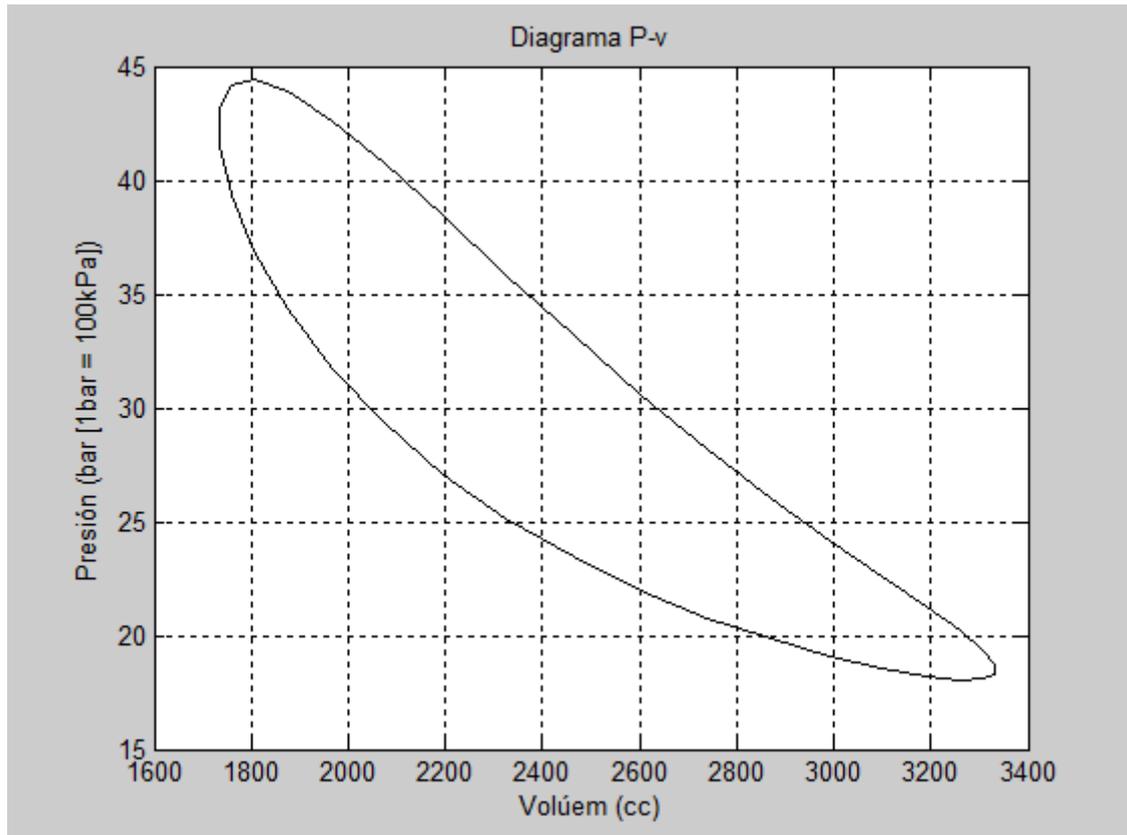
Tabla 5-7 Resultados modelo Adiabático Ideal-Helio

ii. Aire

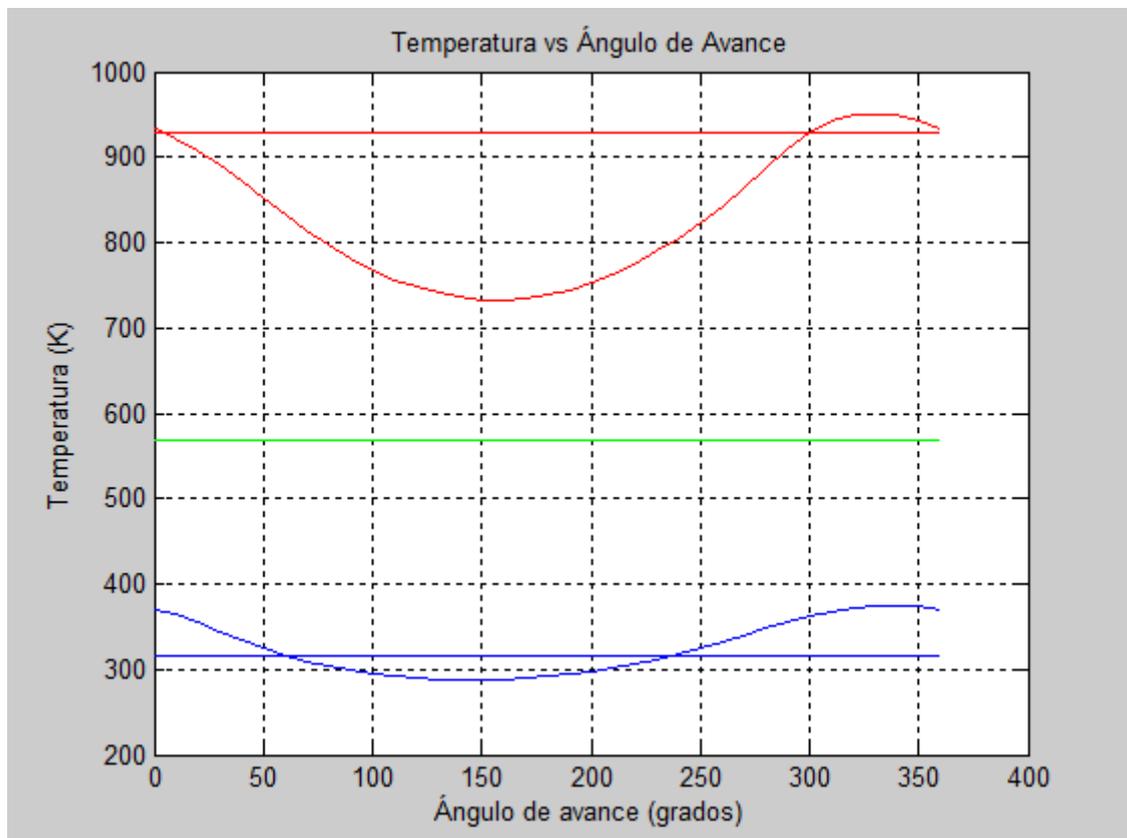
```
Command Window
===== Análisis Adiabático Ideal =====
Cooler Tk = 315.0[K], Heater Th = 929.0[K]
Iteración 0: Tc = 315.0[K], Te = 929.0[K]
Iteración 1: Tc = 355.5[K], Te = 935.5[K]
Iteración 2: Tc = 366.6[K], Te = 934.7[K]
Iteración 3: Tc = 369.4[K], Te = 934.2[K]
Iteración 4: Tc = 370.1[K], Te = 934.0[K]
Iteración 5: Tc = 370.2[K], Te = 933.9[K]
Iteración 6: Tc = 370.3[K], Te = 933.9[K]
Iteración 7: Tc = 370.3[K], Te = 933.9[K]
===== Resultados del Análisis Adiabático Ideal =====
Calor Transferido al Cooler: -3758.20[W]
Calor Neto Transferido al Regenerador: 0.02[W]
Calor Transferido al Heater: 9079.87[W]
Potencia: 5332.28[W]
Eficiencia Térmica : 58.7[%]
```

Tabla 5-8 Resultados modelo Adiabático Ideal-Aire

De las tablas anteriores se tiene que la mayor eficiencia se obtiene utilizando aire con 58.7%, esto se refleja en las temperaturas de compresión y en consecuencia en el calor transferido por el “Cooler”, así como también en la razón de transferencia de calor necesaria para obtener dicha salida, la cual es menor cuando se utiliza aire en lugar de helio. Además de la gráfica PV es importante poder visualizar la variación de las temperaturas de los espacios de compresión y expansión con respecto a los intercambiadores de calor.



Gráfica 5-3 Diagrama PV del Análisis de Adiabático Ideal



Gráfica 5-4 Variación de la Temperatura con respecto a Theta

(Las gráficas anteriores pertenecen al aire, las del helio se presentan en el Anexo 6). Este análisis permite obtener datos más cercanos a la realidad, por un lado la eficiencia es menor a la obtenida en el análisis anterior debido a que ésta última es la máxima que podríamos obtener. Por otro lado es importan notar la variación de las temperaturas en los espacios de trabajo, la cual es mayor o menor dependiendo del ángulo del ciclo, contrario a la suposición antes hecha donde la considerábamos constante en todo momento.

5.2 Concentrador Parabólico

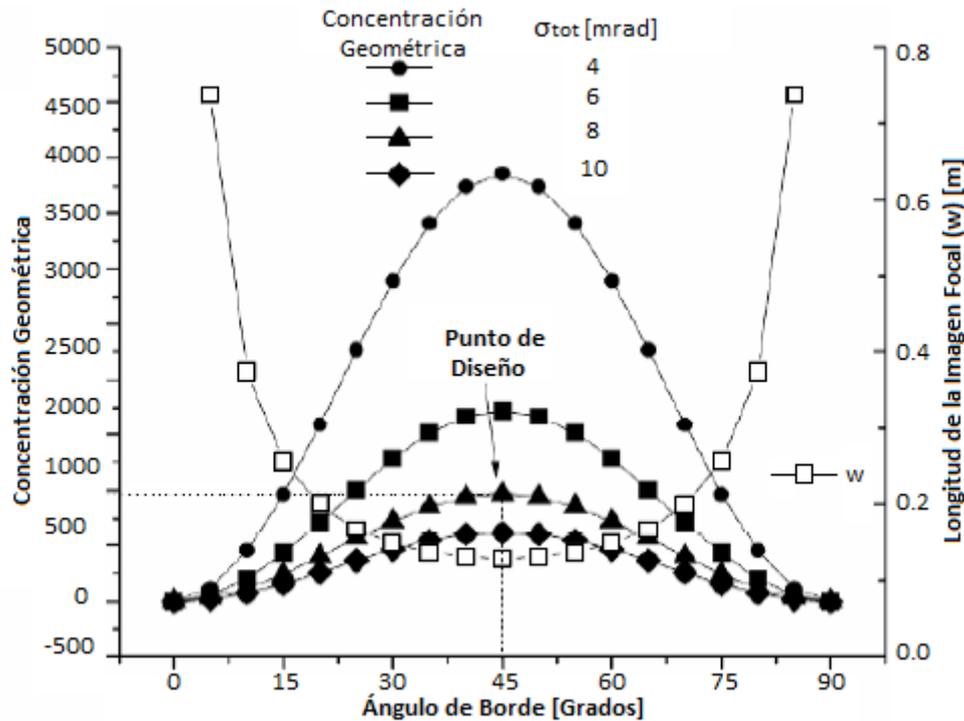
Esta sección tiene como objetivo obtener las dimensiones del sistema de colección solar que cumpla con los requerimientos de temperatura y transferencia de calor que demanda el motor Stirling de acuerdo al análisis Adiabático de la sección anterior y que las condiciones de ópticas y térmicas sean óptimas. El estudio fue desarrollado por (Beltran, Velazquez, Cota, Saucedo, & Perez, 2012) a partir de sus resultados se dimensionó el sistema de colección solar requerido. Las condiciones ambientales, variables de operación, dimensiones de los componentes y propiedades de los materiales usados para los cálculos se muestran en la siguiente tabla.

Condiciones Operativas	
Radiación Solar Directa	900 [W/m ²]
Temperatura Absorbedor	929 [K]
Velocidad del Aire	3 [m/s]
Temperatura Ambiente	315 [K]
Absorbedor	
No. De Tubos	32
Diámetro Exterior	0.63 [cm]
Material	SS 316
Área	5.44e-2 [m ²]
Receptor de Cavidad	
Ángulo de Inclinación	40 [Grados]
Grosor de Aislante	0.07 [m]
Conductividad Aislante	0.042 [W/mK]
Absortividad	0.975

Tabla 5-9 Condiciones de operación del concentrador parabólico

El ángulo de inclinación de la cavidad es establecido considerando la posición promedio del receptor durante un día. Los materiales y espesores con el fin de operar de forma segura y eficiente según las temperaturas y presiones usadas en el motor Stirling, mientras que las condiciones del ambiente fueron establecidas considerando la ciudad de Mexicali, Baja California.

En la siguiente gráfica se muestra el estudio óptico-geométrico realizado, donde se observa que incrementando el ángulo de borde, se puede obtener un punto máximo de concentración geométrica, el cual corresponde con la longitud mínima de la imagen solar.

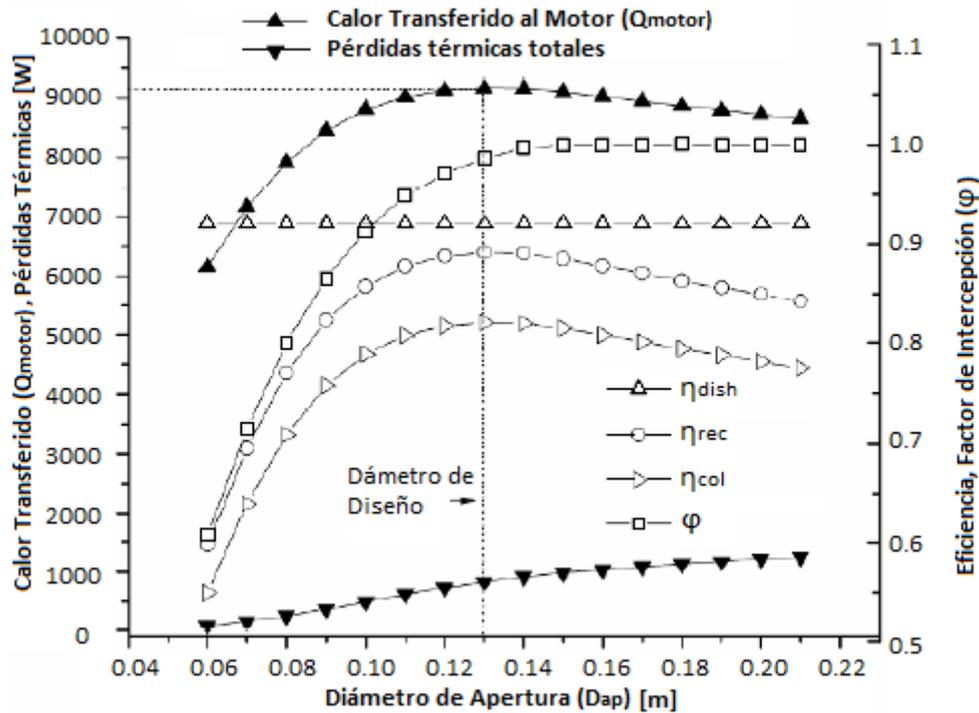


Gráfica 5-5 Influencia del ángulo de borde sobre la concentración geométrica [Adish/Aap] y sobre la longitud de la imagen solar.

Estas condiciones ocurren con un ángulo de 45° y es independiente del error total del colector. Una vez establecido el ángulo de borde se varía el diámetro del concentrador para satisfacer la transferencia de calor requerido por el motor (9100 W) resultando un diámetro de apertura de 4 m. La distancia focal es obtenida de la ecuación (4.5.1) resultando en 2.41 m. Definidos el ángulo de borde y la longitud del absorbedor (0.2 m) del motor, la imagen solar se hace coincidir con el tamaño del absorbedor, lo que resulta en una profundidad de 0.08 de la cavidad. Posteriormente el diámetro de apertura de la cavidad es determinado obteniendo la mejor relación entre energía interceptada y pérdidas térmicas del receptor de cavidad.

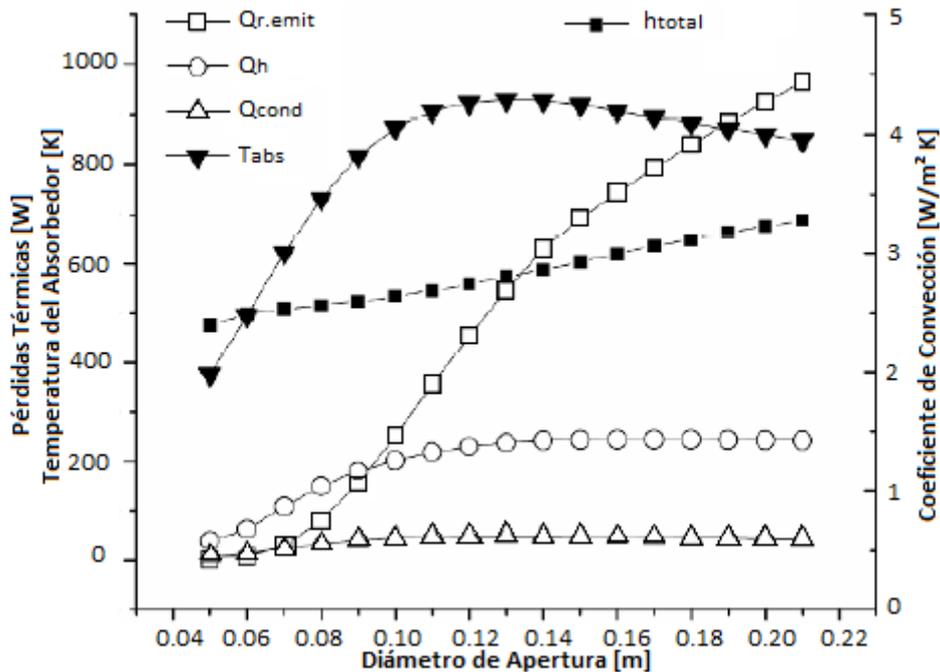
La gráfica 5.6 permite encontrar el diámetro de apertura de la cavidad para el cual una máxima relación de transferencia de calor al motor Stirling es obtenido, así como también se aprecia la relación directa entre el diámetro y el factor de intercepción, encontrando que el óptimo se presenta cerca de la unidad para un valor de 0.13 m.

Como el valor de diámetro es máximo, después de éste, la transferencia de calor al motor y el factor de intercepción disminuyen, y en consecuencia la eficiencia del receptor también decrece.



Gráfica 5-6 Influencia del diámetro de apertura de la cavidad sobre la eficiencia térmica del sistema

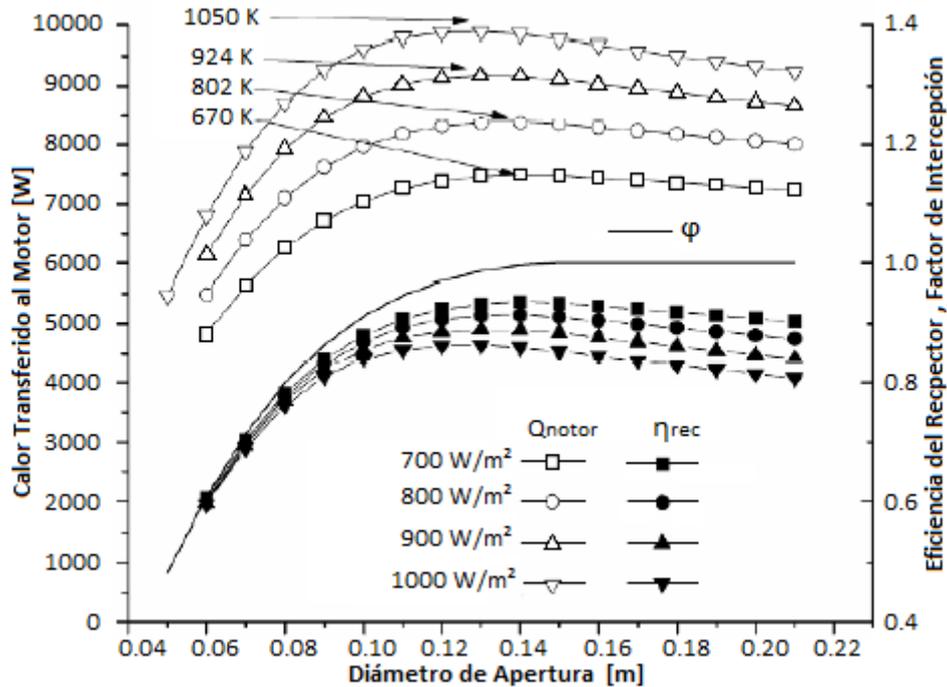
Una vez establecido las dimensiones del sistema de colección solar es de gran importancia estudiar el comportamiento y la influencia de las variables externas sobre la capacidad y eficiencia del sistema. El comportamiento del sistema se muestra en la gráfica 5-7, donde se puede observar que el diámetro de apertura de la cavidad encontrado (0.13 m) coincide con la máxima temperatura que alcanza el absorbedor, después de éste valor la temperatura disminuye debido a que las pérdidas por emisión de radiación es mayor que la interceptada.



Gráfica 5-7 Influencia del diámetro de apertura de la cavidad sobre las pérdidas térmicas

El factor de intercepción correspondiente es de 0.986 y las pérdidas por convección crecen y se mantienen constantes después de nuestro punto de diseño, esto es debido por la compensación entre la disminución de temperatura y el aumento del coeficiente de convección (Ec. 4.5.20).

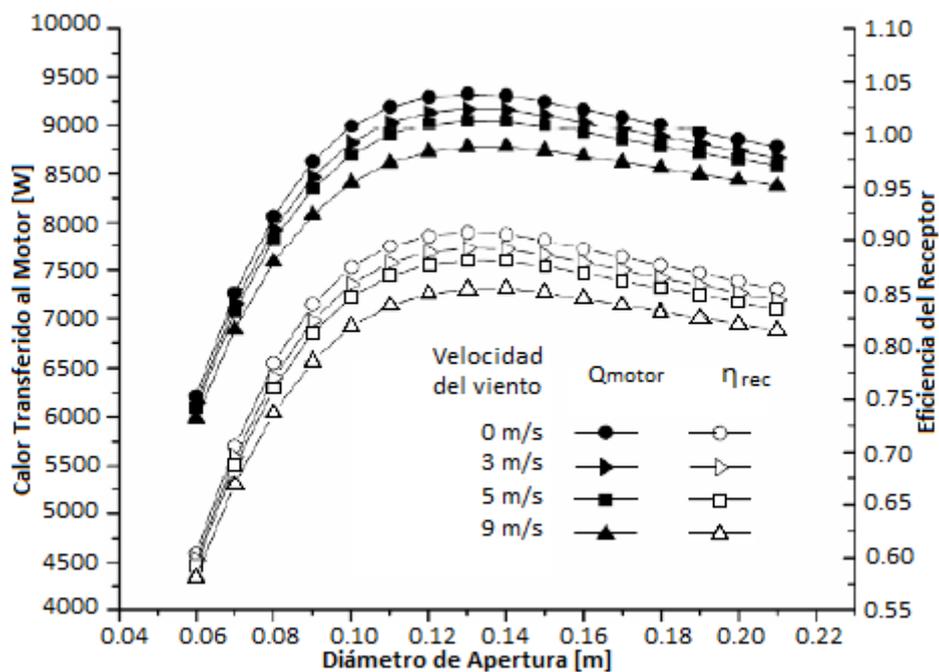
En la siguiente gráfica se muestra la influencia de la radiación solar sobre la eficiencia del receptor y el calor transferido al motor.



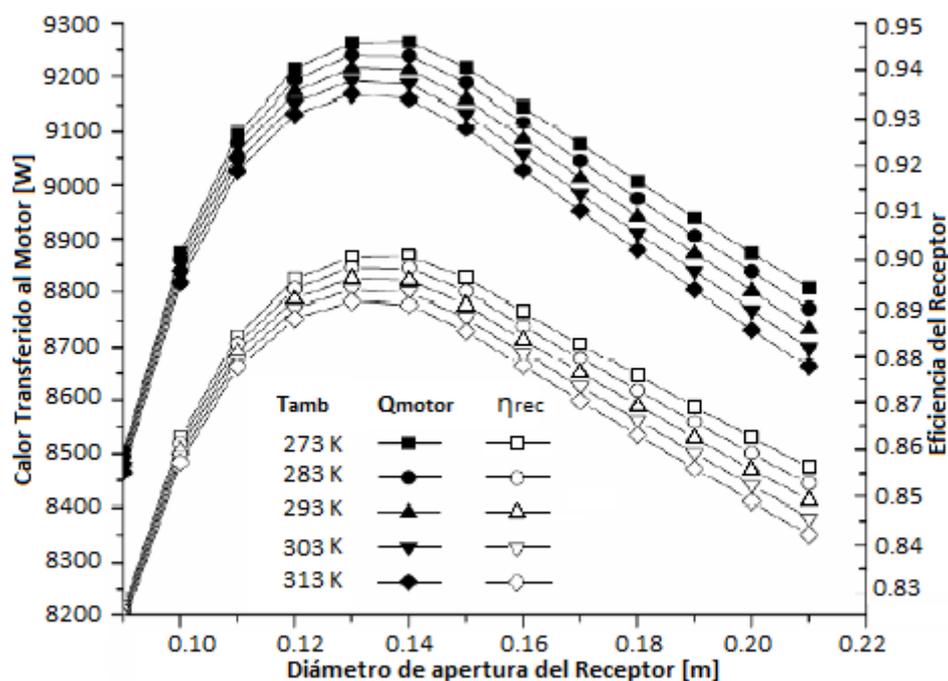
Gráfica 5-8 Influencia de la radiación y D_{ap} sobre el calor transferido al motor y la eficiencia del receptor

Como es de esperarse, el incremento de radiación afecta directamente a la temperatura del absorbedor y a la cantidad de calor transferido al motor. Sin embargo, con el incremento de radiación y en consecuencia de temperatura las pérdidas térmicas también incrementan, disminuyendo la eficiencia del receptor.

A continuación se muestra gráficamente la influencia de la velocidad del viento sobre la relación de transferencia de calor al motor Q_{motor} y la eficiencia del receptor. El incremento de la velocidad del viento propicia las pérdidas térmicas y en consecuencia la transferencia al motor.



Gráfica 5-9 Influencia de la velocidad del viento sobre la transferencia de calor al motor y eficiencia del receptor



Gráfica 5-10 Influencia de la temperatura ambiente sobre la transferencia de calor al motor y la eficiencia térmica del receptor

Por otro lado, tenemos que al disminuir la temperatura ambiente la relación de calor transferido al motor y la eficiencia del receptor incrementan. Esto se debe a que, con la disminución de la temperatura ambiente, el motor más fácilmente disipa calor (en el Cooler), lo que baja la temperatura del fluido de trabajo y en consecuencia se remueve una mayor cantidad de calor del absorbedor (calor transferido al motor), lo que se refleja en la disminución de la temperatura del absorbedor y en consecuencia de pérdidas térmicas afectando positivamente a la eficiencia del receptor de acuerdo a la gráfica 5.10.

Las dimensiones del concentrador parabólico requeridas en éste análisis de acuerdo a la potencia obtenida con el motor Stirling analizado se muestran en la siguiente tabla, así como también otros resultados obtenidos:

Concentrador	
Diámetro Apertura [m]	4
Ángulo de Borde [Grados]	45
Factor de Intercepción	0.986
Distancia Focal [m]	2.41
Relación f/Ddish	0.6
Error Total del Colector [mrad]	8
Receptor de Cavidad	
Diámetro Exterior [m]	0.42
Diámetro de Apertura [m]	0.135
Distancia Absorbedor-Apertura [m]	0.08

Tabla 5-10 Dimensiones del sistema de colección solar

5.3 Análisis Económico

Uno de los objetivos particulares de éste trabajo es determinar la factibilidad o viabilidad del acoplamiento de un sistema Stirling con una desaladora. Para su determinación es necesario realizar un análisis económico con el fin de obtener la rentabilidad del proyecto y decidir si es factible.

Como primer paso es necesario determinar la inversión inicial, gastos de mantenimiento y el ahorro que se obtendría en un año al generar la energía eléctrica requerida con energía solar en lugar de combustibles fósiles. Los dos primeros datos se muestran a continuación (Schlaich Bergemann und Partner):

Inversión Inicial [US\$]	10,000.00	
Mantenimiento	Periodicidad [Años]	Costo Unitario Actual [US\$]
Intercambiadores	4	100.00
Reemplazo de Pistón de Potencia	3	500.00
Reemplazo de Desplazador	5	150.00
Reemplazo de Anillos	3	50.00
Reemplazo de Cilindros	5	150.00
Rebobinado Generador	4	200.00

Tabla 5-11 Inversión Inicial/Gastos de Mantenimiento

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio
Tarifa	1.1407	1.0839	1.0699	1.0972	1.1893	1.1718
Ahorro	282.8936	242.7936	265.3352	263.328	294.9464	281.232
	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Tarifa	1.127	1.1289	1.0736	1.0414	1.1091	1.1399
Ahorro	279.496	279.9672	257.664	258.2672	266.184	282.6952

Tabla 5-12 Ahorro generado mensualmente

Los ahorros generados son obtenidos de acuerdo a las tarifas H-M (Media Tensión) correspondientes a cada uno de los meses, se tomó el año 2012 como referencia de éstos datos (CFE, 2013). El sistema estará operando 8 horas los 365 días del año, los ahorros correspondientes de cada mes, así como la tarifa utilizada se muestra en la tabla 5.12.

A continuación se muestran los valores obtenidos en el análisis, considerando una tasa de descuento del 15% y una vida útil de 25 años.

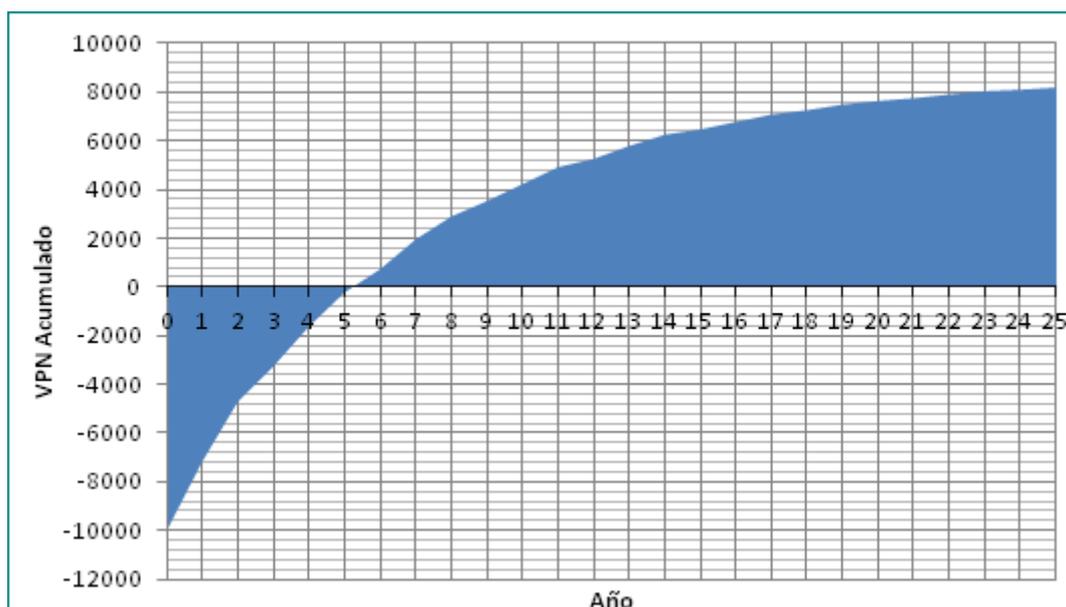
Miles de USD								
Año	Deflactor	VPN de los Ahorros	VPN de los Costos	VPN de la Inversión	VP NETO Anual	VPN Acumulado	TIR %	Retorno
0	1	0	0	10000	-10000	-10000		
1	0.869	2830.262	0	0	2830.26	-7169.73		
2	0.756	2461.098	0	0	2461.09	-4708.63		
3	0.657	2140.085	690.392	0	1449.69	-3258.94		
4	0.571	1860.943	228.701	0	1632.24	-1626.70	6.36	
5	0.497	1618.212	223.729	0	1394.48	-232.22	13.9	
6	0.432	1407.140	453.943	0	953.19	720.97	17.8	5.243

Tabla 5-13 Resultados Análisis Económico

El resultado neto de operación, la relación beneficio costo, la tasa interna de retorno y el tiempo de retorno se muestran en el resumen de análisis de rentabilidad del proyecto en la siguiente tabla.

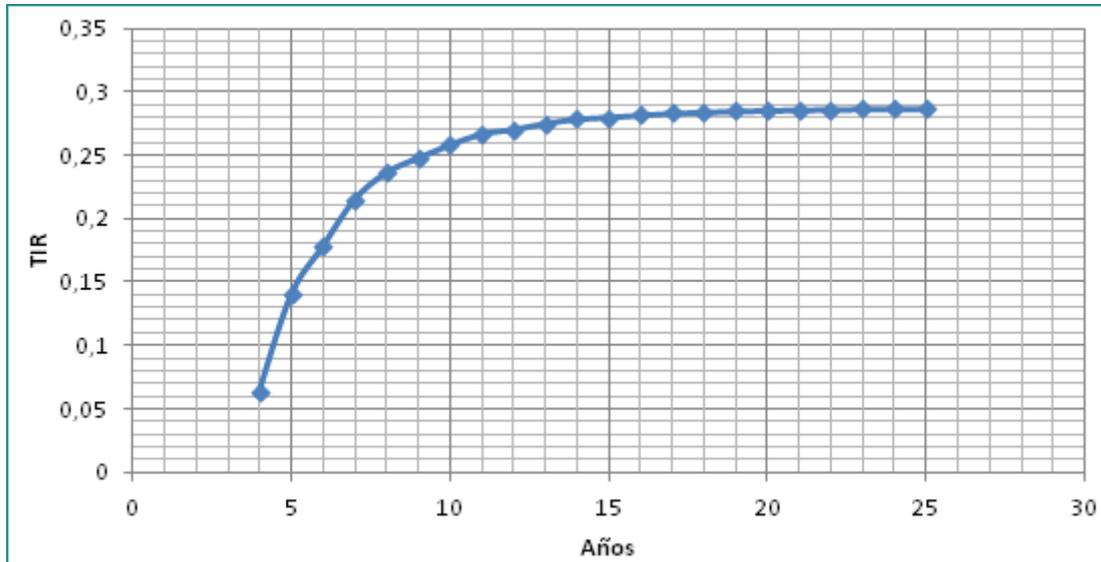
RESULTADO NETO DE OPERACIÓN [RNO]	18147.296	Mil USD
RELACIÓN B/C	1.814	Veces
VALOR PRESENTE NETO	8147.296	Mil USD
TASA INTERNA DE RETORNO [TIR]	28.66	%
TIEMPO DE RETORNO [VPN]	5.243	Años

Tabla 5-14 Resumen de Rentabilidad



Gráfica 5-11 VPN acumulado del Proyecto

La tabla 5.13 solo muestra los resultados para los primeros seis años, que es hasta donde se alcanza el retorno. Para tener una mejor idea de la evolución del proyecto, se presenta a gráficamente éste desarrollo económico (Gráficas 5.11, 5.12).



Gráfica 5-12 Evolución del TIR

Finalmente se determinó la cantidad de agua que podría desalarse con la energía eléctrica generada por el sistema analizado, para esto se tomó como base el caso de estudio analizado en el Instituto de Ingeniería, en el trabajo de tesis "" bajo las siguientes características:

Agua de alimentación [m ³ /h]	Producto obtenido [m ³ /h]	Potencia del compresor [kW]	Energía requerida [kW]	Consumo específico de energía [kWh/m ³]	Recuperación [%]
68.8	33	476	496	15	48

Tabla 5-15 Resultados del caso de estudio "Rosaritos Baja California"

Con base en la tabla anterior y en los resultados obtenidos de potencia eléctrica en el análisis realizado se determinó que la cantidad de agua que se podría desalar es igual a 333 Lt/h, con un gasto de alimentación de 693.9 Lt/h. Finalmente con todos los resultados obtenidos se pueden hacer algunas conclusiones sobre éste estudio realizado.

6 Conclusiones Generales

- i. La creciente demanda de agua dulce como consecuencia del aumento poblacional, la constante contaminación ambiental y el aumento de los costos de los combustibles fósiles son algunos de las principales causas de la búsqueda de fuentes alternas de energía para la desalación de agua de mar.
- ii. De todas las formas de energías renovables, la energía solar cuenta con el mayor potencial. Ésta fuente de energía sería capaz de satisfacer las demandas requeridas en varios cientos de años y es por lo tanto la primer fuente que debería ser considerada para la desalación de agua de mar.
- iii. Los sistemas de colección solar se están desarrollando en todo el mundo, principalmente en los lugares donde la radiación solar se encuentra en altos niveles, tal es caso de México, por dicha razón es necesario la realización de estudios para determinar la factibilidad de ciertos proyectos, en éste caso la desalación de agua.
- iv. Se realizaron dos modelos en el análisis del motor Stirling para los cuales se puede mencionar lo siguiente
 - ❖ Modelo Isotérmico Ideal: éste análisis nos permite tener una referencia sobre la máxima eficiencia que el motor podría alcanzar (66% en éste caso particular), sin embargo, la suposición principal de temperatura constante en los espacios de trabajo nos conduce a considerar como redundantes a los intercambiadores. La potencia obtenida es de 5.26 kW mecánicos con una demanda energética de 8 kW.
 - ❖ Modelo Adiabático Ideal: éste modelo permite tener una idea de la variación de la temperatura en los espacios de trabajo al no considerar intercambio de calor en los cilindros, en consecuencia toda la transferencia de calor se realiza en los intercambiadores y en consecuencia eliminamos la redundancia de los mismos. La eficiencia que se alcanza con éste análisis es del 58.7% menor que en el primer análisis (como se espera) y da un mejor panorama del comportamiento del motor. La potencia obtenida es de 5300 kW mecánicos y la relación de calor requerida por el “heater” es de 9.1 kW.

Las diferencias entre un modelo y otro se ven marcadamente en la eficiencia que se alcanza en cada análisis, así como en la relación de energía que se requiere para generar tales potencias.

- v. El modelo matemático utilizado para la dimensionalización del concentrador parabólico permitió obtener los parámetros necesarios para la construcción del concentrador, el cual transferirá la energía necesaria para la generación de 5 kW eléctricos según el modelo Adiabático Ideal.
- vi. Con un sistema de disco Stirling se podría desalar 333 Lt/h de acuerdo a las características del caso de estudio “Rosarito Baja California”, una cantidad considerable si tenemos en cuenta que el retorno de proyecto es en poco más de cinco años.



- vii. Con base en el análisis económico desarrollado se concluye que es altamente factible la desalación de agua de mar con la tecnología de disco Stirling ya que la relación beneficio costo es de 1.82, la inversión se recupera en 5.2 años lo que deja un periodo de 19.8 años de vida útil del proyecto. Además, las horas de operación consideradas podrían ajustarse a la época anual y reducir los años de retorno.



Referencias

- 3TIER. (s.f.). Recuperado el 2013 de 02 de 19, de www.3tier.com/dashboard
- AnimatedEngines. (s.f.). Recuperado el 22 de 03 de 2013, de www.animatedengines.com
- Beltran, R., Velazquez, N., Cota, A., Saucedo, D., & Perez, G. (2012). Mathematical Model for the Study and Design of a Solar Dish Collector with Cavity Receiver for its Application in Stirling Engines. *Journal of Mechanical Science and Technology* .
- Boyle, G. *Renewable Energy*.
- Breyer, C., & Schmid, J. (2010). *Global distribution of optimal tilt angles for fixed tilted PV systems*. Valencia, Spain.
- CFE. (10 de 06 de 2013). *Comisión Federal de Electricidad*. Obtenido de <http://www.cfe.gob.mx/paginas/home.aspx>
- Chhatbar, K, & Meyer, R. (2011). *The influence of Meteorological Parameters on the Energy Yield of Solar Thermal Power Plants*. Granada, Spain.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (Third Edition). *Solar Engineering of Thermal Processes*.
- El-Dessouky, & Ettouney. (2002). *Fundamentals of Salt Water Desalination*. Amsterdam.
- Ettouney, H. (2006). Design of Single-Effect Mechanical Vapor Compression. *Desalination, Volumen 190; ELSEVIER* , 1-15,.
- German Aerospace Center (DLR). (2007). *Concentrating Solar Power for Seawater Desalination*. Stuttgart.
- IAE. (2011). *Solar Energy Perspectives*.
- IEA. (2012). *Technology Roadmap: Solar heating and cooling*.
- IEA. (2010b). *World Energy Outlook*. Paris.
- IEA-SHC . (2008). *Process Heat Collectors*. Gleisdorf, Australia.
- Incropera, F., & Witt, D. D. (2002). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*.
- International Energy Agency (IAE). (2011). *Solar Energy Perspectives*.
- IPCC. (2011). *Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation*. Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- ITACA. (s.f.). Recuperado el 16 de Febrero de 2013, de <http://www.itacanet.org/eng-home/>
- Ma, R. (1993). *Wind Effects on Convective Heat Loss from a Cavity Receiver for a Parabolic Concentrating Solar Collector*.



- Malato, S. (2007). *Waste water treatment by advanced oxidation processes (solar photocatalysis in degradation of industrial contaminants)*.
- Meteonorm. (s.f.). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de meteonorm.com
- Miller, J. E. (2003). *Review of Water Resources and Desalination Technologies*.
- Morgan, V. T. (1975). The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders. *Advances in Heat Transfer, Vol.11* , 199-264.
- NASA. (s.f.). *My NASA DATA*. Recuperado el 22 de Febrero de 2013, de mynasadata.larc.nasa.gov
- National Petroleum Council. (2007). *Hard Truths, Facing the Hard Truths about Energy*.
- NREL. (s.f.). Recuperado el 20 de Febrero de 2013, de images.nrel.gov
- NREL. (2007). *Dish Stirling Development*.
- PacificSolar. (s.f.). Recuperado el 13 de 04 de 2013, de www.jrsolar.co.za
- PSA. (s.f.). Recuperado el 23 de Febrero de 2013, de <http://www.psa.es>
- Ruiz, J. E., Limón, N. V., & Chacón, R. B. (2011). Diseño de un Concentrador Solar Acoplado a un Motor Stirling Fijo. *Ingeniería Mecánica-Tecnología y Desarrollo* , 15-22.
- Schlaich Bergermann und Partner. (s.f.). Recuperado el 10 de 06 de 2013, de http://www.sbp.de/en#sun/category/100-Point_Focusing_Systems
- Science Direct. (2003). *A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines*.
- ScienceDirect. (2000). *The use of CPC collectors for detoxification of contaminated water: Design, construction and preliminary results*. Madrid, España.
- ScienceDirect, Thombare, D., & Verma, S. (2006). *Technological development in the Stirling cycle engines*.
- SolarGIS. (s.f.). Recuperado el 15 de 02 de 2013, de Solargis.info
- Stine, W. B., & Geyer, M. (2011). *Power from the Sun*.
- Stine, W. B., & Harrigan, R. W. (1985). *Solar Energy Fundamentals and Design with Computer Applications*. New York.
- Stine, W., & McDonald, C. (1989). *Cavity Receiver Convective Heat Loss*.
- SUNPOWER. (s.f.). Recuperado el 15 de 03 de 2012, de www.sunpower.com
- Urieli, I. (s.f.). Recuperado el 12 de Abril de 2013, de <http://www.ohio.edu/mechanical/thermo/index.html>

7 Anexos

7.1 Glosario

Biomasa. Material de origen biológico (vegetal o animal), excluido el material que ha sido englobado en formaciones geológicas y transformado en combustibles fósiles o turba. La Agencia Internacional de Energía (World Energy Outlook 2010) define la *biomasa tradicional* como el consumo de biomasa por el sector residencial en los países en desarrollo, que se refiere al uso, a menudo insostenible, de la madera, el carbón, los residuos agrícolas y el estiércol animal para la cocina y la calefacción. Todos los demás usos de la biomasa se definen como *biomasa moderna*.

Energía Eólica. Energía cinética procedente de las corrientes de aire que surgen de un calentamiento irregular de la superficie de la Tierra. Un *aerogenerador* es una máquina rotatoria con una estructura de apoyo que convierte la energía cinética en energía mecánica haciendo girar el eje del generador para producir electricidad. Un *molino de viento* tiene aspas o paletas oblicuas y la energía mecánica obtenida se utiliza en su mayor parte para, por ejemplo, extraer agua. Un *parque eólico*, una *planta eólica* o una *central eólica* es un grupo de aerogeneradores conectados a un sistema de suministro común a través de un sistema de transformadores, líneas de transmisión y (por lo general) una subestación.

Energía Geotérmica. Energía térmica accesible almacenada en el interior de la Tierra, tanto en la roca como en el vapor de agua o en el agua líquida contenidos en la profundidad (recursos hidrotérmicos), que puede utilizarse para generar electricidad en una planta de energía térmica, o para suministrar calor a cualquier proceso que lo requiera. Las principales fuentes de energía térmica son la energía residual disponible de la formación del planeta y la energía que se genera continuamente a partir de la desintegración de los radionucleidos.

Energía Hidroeléctrica. Energía generada del desplazamiento del agua de un punto a otro situado a diferente altura, transformándola en energía mecánica por medio de una turbina u otro dispositivo que, o bien se usa directamente para realizar un trabajo mecánico, o bien, con mayor frecuencia, para hacer funcionar un generador que produce electricidad. El término se usa además para describir la energía cinética del flujo de un curso fluvial, que también puede convertirse, por medio de una turbina accionada por la corriente, energía mecánica para que un generador produzca electricidad.

Fotosíntesis. Proceso de producción de carbohidratos mediante el uso de energía luminosa que se da en los vegetales, las algas y algunas bacterias. EL CO₂ se utiliza como fuente de carbono.

Irradiación Solar. Potencia solar que incide en una superficie (W/m²). La irradiación depende de la orientación de la superficie, que en ciertos casos es especial: a) superficie perpendicular a la radiación solar directa; b) superficie horizontal respecto al suelo o paralela al suelo. Por **pleno sol** se entiende la irradiación con una intensidad de aproximadamente 1 000 W/m².

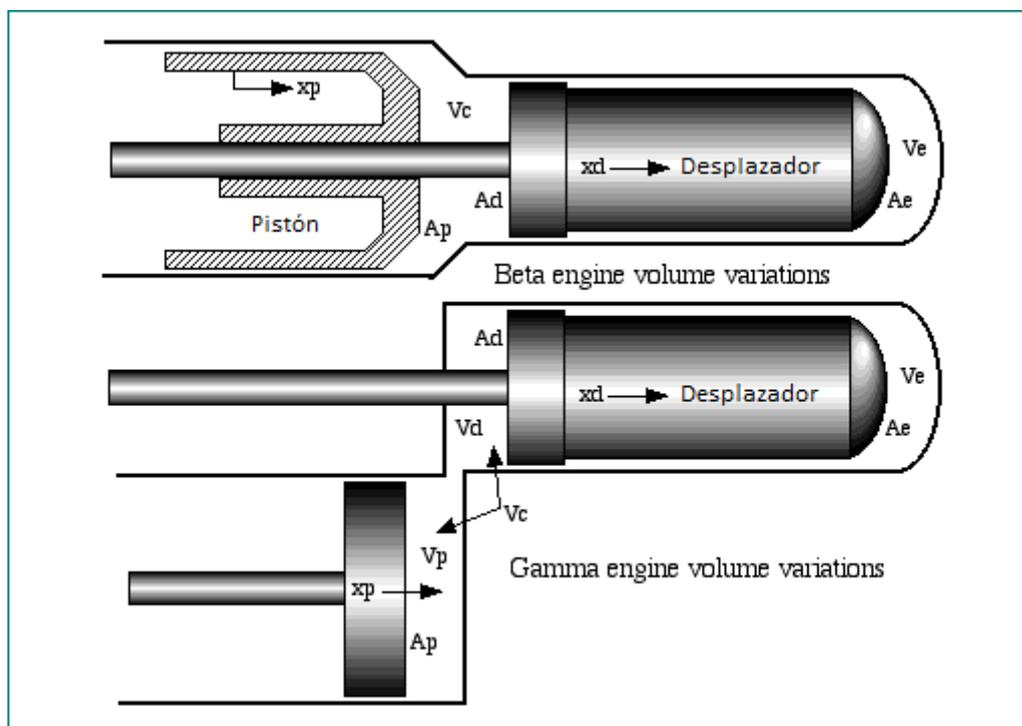
Potencial técnico. Es la cantidad de energía renovable que se obtiene mediante la plena aplicación de tecnologías o prácticas de eficacia demostrada. No se hace referencia explícita a los costos, los obstáculos o las políticas.

Radiación Solar. Luz y energía térmica irradiada por el sol con longitudes de onda que van desde la ultravioleta infrarroja. La radiación que llega a la superficie puede ser absorbida, reflejada o transmitida. La **radiación solar global** consiste en la **radiación directa** (que llega a la Tierra en línea recta) y la **radiación difusa** (que llega a la Tierra tras ser dispersada por la atmósfera y nubes).

Vector Energético. Sustancia que facilita la realización de un trabajo mecánico o la transferencia de calor. Entre los vectores energéticos cabe citar los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos (p.ej. la biomasa, el carbón, el petróleo, el gas natural o el hidrógeno); los fluidos presurizados/calentados/enfriados (aire, agua, vapor) y la corriente eléctrica.

7.2 Variación de Volumen Sinusoidal. (Beta-Gama)

En esta sección se desarrollarán las relaciones de volumen para las configuraciones beta y gama. Dichas relaciones de variación, al igual que las de la configuración alfa, fueron desarrolladas por Gustav Schmidt, las cuales están en función del ángulo θ de la manivela del mecanismo que es acoplamiento entre el motor y el generador. Para realizar el desarrollo, consideraremos únicamente los espacios de trabajo sin las interconexiones de los intercambiadores de calor como se muestra a continuación:



7.1 Configuración Beta y Gama

Anteriormente asignamos las variables V_{cl} y V_{sw} para los volúmenes de espacio muerto y de barrido respectivamente, para el análisis que sigue, definiremos las siguientes:

V_{c0}/V_{e0} : Volumen de compresión/expansión (incluyendo los espacios muertos) cuando el pistón y el desplazador están en sus posiciones intermedias.

V_{ca}/V_{ea} : Amplitud del volumen de compresión/expansión. Así $V_{swc} = 2V_{ca}$, $V_{swe} = 2V_{ea}$, $V_{clc} = V_{c0} - V_{ca}$ y $V_{cle} = V_{e0} - V_{ea}$.

V_{pa}/V_{da} : Amplitud del volumen en el espacio de compresión debido al movimiento pistón/desplazador.

A_p/A_d : Área de la sección transversal del pistón/desplazador en el espacio de compresión, esto es, el área del cilindro respectivo menos el área de la sección transversal del desplazador.

A_e : Área de la sección transversal del desplazador en el espacio de expansión.

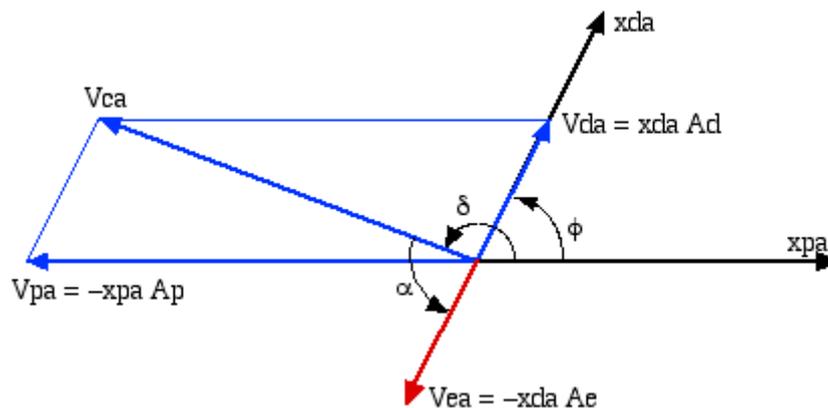
x_{pa}/x_{da} : Amplitud del movimiento del pistón/desplazador.

En el siguiente diagrama de fases:

φ : Avance de fase del desplazador respecto al pistón.

δ : Avance de fase del volumen de compresión respecto al pistón.

α : Avance de fase del volumen de expansión con respecto al volumen de compresión.

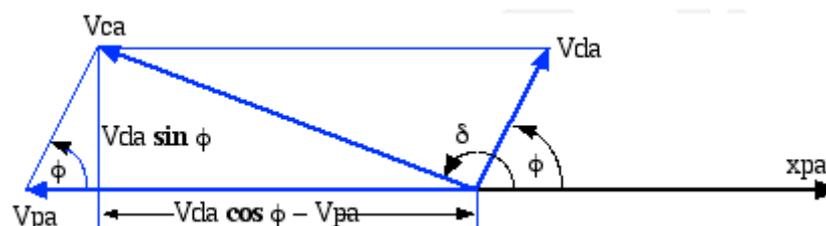


$$V_c = V_{c0} - V_{pa} \cos \theta + V_{da} \cos(\theta + \varphi) \quad (\text{Ec. 7.2.1})$$

Expandiendo resulta:

$$V_c = V_{c0} + (V_{da} \cos \varphi - V_{pa}) \cos \theta - V_{da} \sin \varphi \sin \theta \quad (\text{Ec. 7.2.2})$$

Ahora consideremos el siguiente diagrama:



$$V_c = V_{c0} + V_{ca} \cos(\theta + \delta) \quad (\text{Ec. 7.2.3})$$

$$V_c = V_{c0} + V_{ca}(\cos\theta\cos\delta - \text{sen}\theta\text{sen}\delta) \quad (\text{Ec. 7.2.4})$$

Igualando términos con las ecuaciones (5.3.1) y (5.3.2), obtenemos:

$$V_{ca}\cos\delta = V_{da}\cos\varphi - V_{pa} \quad (\text{Ec. 7.2.5})$$

$$V_{ca}\text{sen}\delta = V_{da}\text{sen}\varphi \quad (\text{Ec. 7.2.6})$$

Así finalmente:

$$\delta = \arctan\left(\frac{V_{da}\text{sen}\varphi}{V_{da}\cos\varphi - V_{pa}}\right) \quad (\text{Ec. 7.2.7})$$

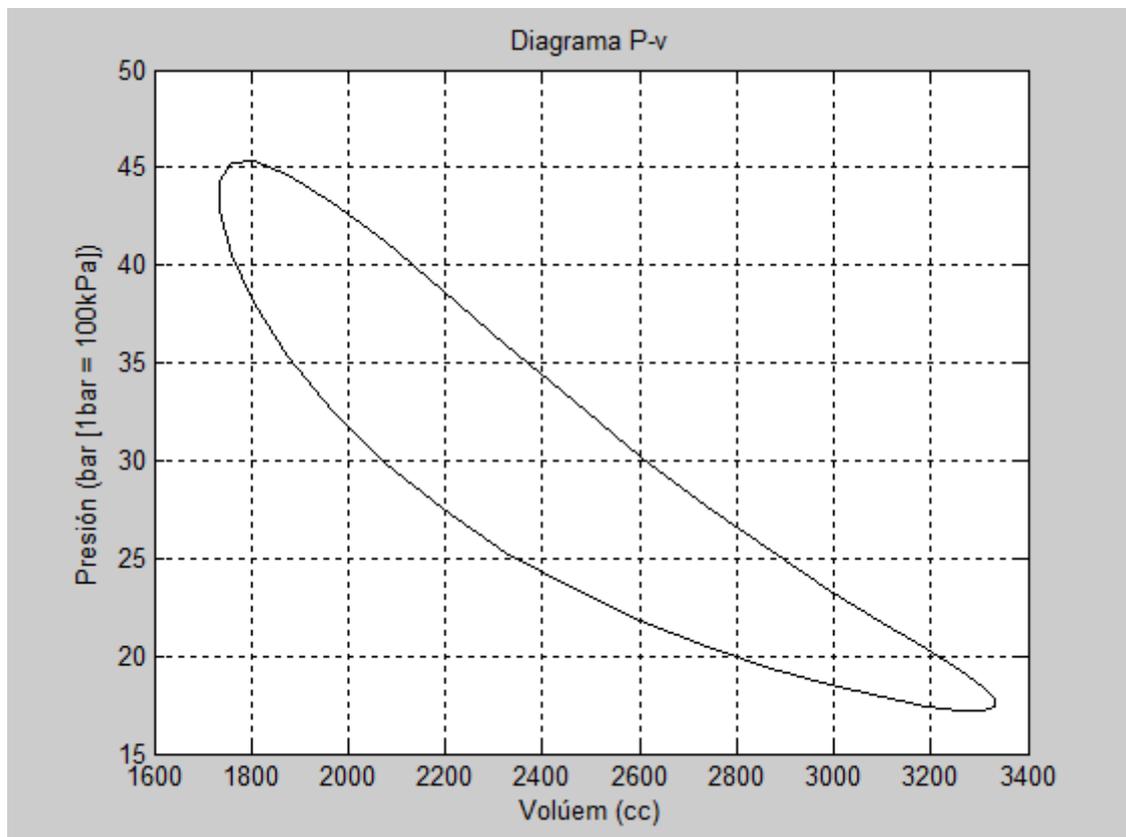
$$V_{ca} = \sqrt{V_{pa}^2 - 2V_{pa}V_{da}\cos\varphi + V_{da}^2} \quad (\text{Ec. 7.2.8})$$

$$V_c = V_{c0} + V_{ca} \cos(\theta + \delta) = V_{clc} + \frac{V_{swc}(1 + \cos(\theta + \delta))}{2} \quad (\text{Ec. 7.2.9})$$

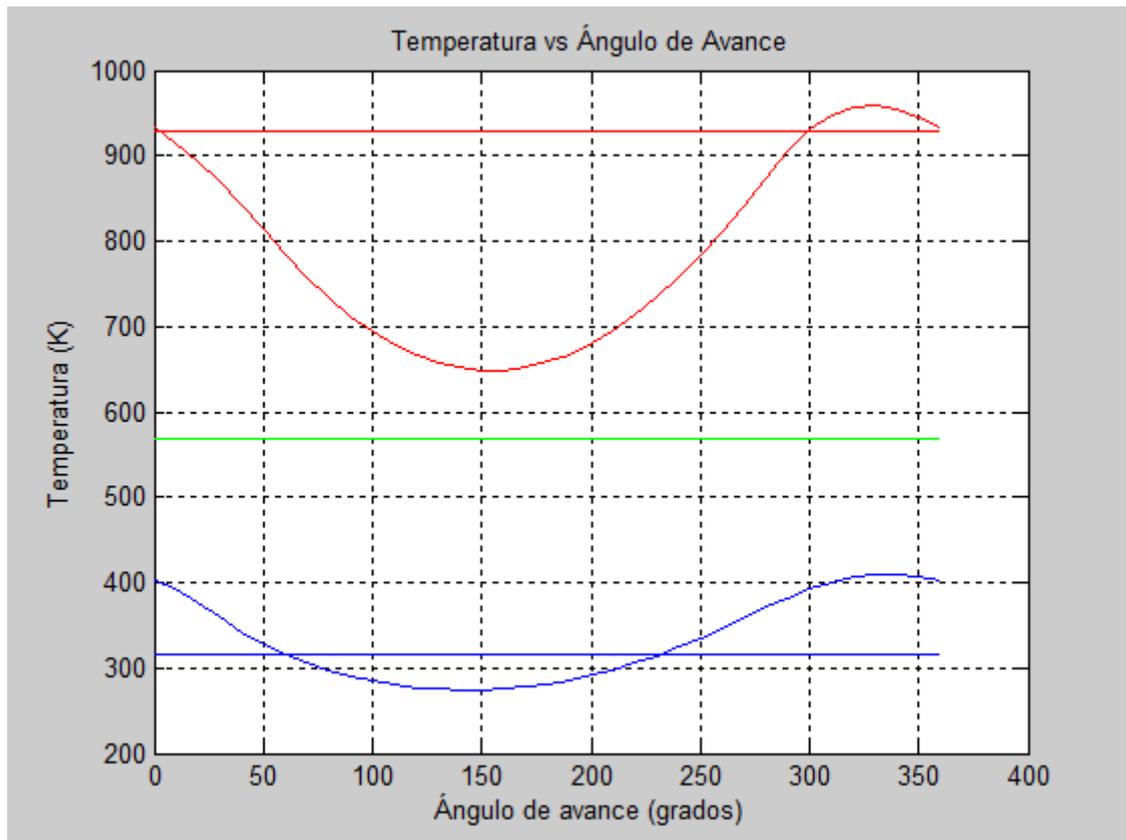
$$V_e = V_{e0} + V_{ea} \cos(\theta + \delta + \alpha) = V_{cle} + \frac{V_{swe}(1 + \cos(\theta + \delta + \alpha))}{2} \quad (\text{Ec. 7.2.10})$$

Donde: $\alpha = \pi + \varphi - \delta \quad (\text{Ec. 7.2.11})$

7.3 Gráficas del Helio



Gráfica 7-1



Gráfica 7-2

7.4 Código Programa: Schmitd

```
function Schmitd

global Vclc Vswc Vcle Vswe Vr Vh Vk
global Fase Alfa
global rgas Pmedia cp cv gama Mgas
global Tk Th Tr Frecuencia

Vclc = input('Volumen de espacio muerto de compresión [m^3]: ');
Vswc = input('Volumen de barrido de compresión [m^3]: ');
Vcle = input('Volumen de espacio muerto de expansión [m^3]: ');
Vswe = input('Volumen de barrido de expansión [m^3]: ');
Fase = input('Ángulo de fase de avance de expansión [Grados]: ');

fprintf('\nCARACTERISTICAS DEL MOTOR:\n');

fprintf('   Espacio muerto de compresión,Volumen-barrido de compresión %.1f,
%.1f [cm^3]\n', Vclc*1e6,Vswc*1e6);
fprintf('   Espacio muerto de expansión,Volumen-barrido de expansión %.1f,
%.1f [cm^3]\n', Vcle*1e6,Vswe*1e6);
fprintf('   Ángulo de fase %.1f[Grados]\n', Fase);

Alfa = Fase * pi/180;

fprintf('\nTipos de Cooler disponibles:\n');
fprintf('   p, para smooth pipes\n')
fprintf('   a, para smooth annulus\n')
fprintf('   s, para slots\n')
CoolerTipo = input('\nTipo de Cooler: ','s');

if(strncmp(CoolerTipo,'p',1))

    d = input('Diámetro exterior del tubo [m] : ');
    len = input('Longitud de intercambio de calor [m] : ');
```



```
num = input('No. de tubos : ');

Ak = num*pi*d*d/4;
Vk = Ak*len;
awg = num*pi*d*len;

elseif(strncmp(CoolerTipo,'a',1))

dout = input('Diámetro anular exterior [m] : ');
din = input('Diámetro anular interior [m] : ');
len = input('Longitud de intercambio de calor [m] : ');

Ak = pi*(dout*dout - din*din)/4;
Vk = Ak*len;
awg = pi*dout*len;
d = dout - din;

elseif(strncmp(CoolerTipo,'s',1))

w = input('Ancho de la placa [m] : ');
h = input('Altura de la placa [m] : ');
len = input('Longitud de intercambio [m] : ');
num = input('enter number of slots : ');

Ak = num*w*h;
Vk = Ak*len;
awg = num*(w + 2*h)*len;
d = 4*Vk/awg;
else

fprintf('Tipo de Cooler no definido, inicia el programa!\n')

end

fprintf('\nLas configuraciones de regenerador disponibles son:\n')
fprintf('  t, para regenerador tubular\n')
fprintf('  a, para regenerador anular\n')
RegenTipo = input('\nConfiguración de regenerador: ','s');

if(strncmp(RegenTipo,'t',1))

dout = input('Diámetro externo (Tube Housing) [m] : ');
domat = input('Diámetro interno (Tube Housing) [m] : ');
lr = input('Longitud del regenerador [m] : ');
num = input('Número de tubos : ');

dimat = 0;
awgr0 = num*pi*domat*lr;

elseif(strncmp(RegenTipo,'a',1))

dout = input('Diámetro externo (Housing) [m] : ');
domat = input('Diámetro interno (Housing) [m] : ');
dimat = input('Diámetro interno (Matrix) [m] : ');
lr = input('Longitud del renerador [m] : ');

num = 1;
awgr0 = pi*(dimat + domat)*lr;

end

amat = num*pi*(domat*domat - dimat*dimat)/4; % ÁreaMatrix
awr = num*pi*(dout*dout - domat*domat)/4; % ÁreaParedHosing

fprintf('\nTipos de Matriz disponibles:\n')
fprintf('  m, para mesh matrix\n')
fprintf('  f, para foil matrix\n')
```



```
MatrixTipo = input('\Matriz Tipo: ','s');

if(strncmp(MatrixTipo,'m',1))

porosity = input('Porosidad : ');
dwire = input('Diámetro del alambre [m] : ');

Ar = amat*porosity;
Vr = Ar*lr;
dr = dwire*porosity/(1 - porosity);
awgr = 4*Vr/dr + awgr0;

elseif(strncmp(MatrixTipo,'f',1))

fl = input('Longitud (Foil) [m] : ');
th = input('Espesor (Foil) [m] : ');

am = th*fl;
Ar = amat - am;
Vr = Ar*lr;
awgr = 2*lr*fl + awgr0;
dr = 4*Vr/awgr;
Porosidad = Ar/amat;

end

fprintf('\nTipos de Heater disponibles:\n');
fprintf('  p, para smooth pipes\n');
fprintf('  a, para smooth annulus\n');
fprintf('  s, para slots\n');

HeaterTipo = input('\nTipo de Heater: ','s');

if(strncmp(HeaterTipo,'p',1))

d = input('Diámetro exterior del tubo [m] : ');
len = input('Longitud de intercambio de calor [m] : ');
num = input('No. de tubos : ');

Ah = num*pi*d*d/4;
Vh = Ah*len;
awg = num*pi*d*len;

elseif(strncmp(HeaterTipo,'a',1))

dout = input('Diametro anular exterior [m] : ');
din = input('Diámetro anular interior [m] : ');
len = input('Longitud de intercambio de calor [m] : ');

Ah = pi*(dout*dout - din*din)/4;
Vh = Ah*len;
awg = pi*dout*len;
d = dout - din;

elseif(strncmp(HeaterTipo,'s',1))

w = input('Ancho de la placa [m] : ');
h = input('Altura de la placa [m] : ');
len = input('Longitud de intercambio [m] : ');
num = input('enter number of slots : ');

Ah = num*w*h;
Vh = Ah*len;
awg = num*(w + 2*h)*len;
d = 4*Vh/awg;

else
```



```
fprintf('Tipo de Heater no definido, inicia el programa!\n')

end

fprintf('\nFluidos de Trabajo:\n ');
fprintf('  E)Helio\n');
fprintf('  A)Aire\n');
GasTipo = input('\nFluido de Trabajo: ','s');

if(strncmp(GasTipo,'E',1))

fprintf('\nPropiedades del Helio establecidas\n')
gama = 1.67;
rgas = 2078.6;
mu0 = 18.85e-6;
t_suth = 80.0;

elseif(strncmp(GasTipo,'A',1))

fprintf('\nPropiedades del Aire establecidas\n')
gama = 1.4;
rgas = 287.0;
mu0 = 17.08e-6;
t_suth = 112.0;

end
cv = rgas/(gama - 1);
cp = gama*cv;
t0 = 273;
prandtl = 0.71;

Pmedia = input('Presión Media (Pa) : ');
Tk = input('Temperatura del Ambiente (Sumidero) (K) : ');
Th = input('temperatura del Absorvedor (K) : ');
Vangular = input('Velocidad Angular (rad/s) : ');
Frecuencia = Vangular/(2*pi);
Tr = (Th - Tk)/log(Th/Tk);
omega = 2*pi*Frecuencia;

%Análisis de schmidt

c = (((Vswc/Th)^2+(Vswc/Tk)^2+2*(Vswc/Th)*(Vswc/Tk)*cos(Alfa))^0.5)/2; s =
(Vswc/2 + Vclc + Vk)/Tk + Vr/Tr + (Vswc/2 + Vcle + Vh)/Th;
b = c/s;
sqrtb = (1 - b^2)^0.5;

Beta = atan(Vswc*sin(Alfa)/Th/(Vswc*cos(Alfa)/Th + Vswc/Tk));
fprintf(' Ángulo de fase de presión  %.1f(Grados)\n',Beta*180/pi)

% Masa total del fluido de trabajo en el motor
Mgas=(Pmedia*s*sqrtb)/rgas;
fprintf(' Masa total de fluido:  %.3f(gr)\n',Mgas*1e3)

% Trabajo se salida

Wc = (pi*Vswc*Pmedia*sin(Beta)*(((1-b^2)^.5)-1))/b;
We = (pi*Vswc*Pmedia*sin(Beta-Alfa)*(((1-b^2)^.5)-1))/b;
W = (Wc + We);
Potencia = W*Frecuencia;
Eficiencia = W/We;

% Resultados del Análisis de Schmidt
fprintf('===== Análisis de Schmidt
=====\n')
fprintf(' Trabajo(joules) %.3e, Potencia(Watts) %.3e\n', W,Potencia);
fprintf(' Calor Transferido el Heater (Watts) %.3e, Calor Transferido
del Cooler(Watts) %.3e\n', We*Frecuencia,Wc*Frecuencia);
fprintf(' Eficiencia (De Carnot) %.3f\n', Eficiencia);
```



```
% Plot Schmidt analysis pv and p-theta diagrams
fprintf('Quieres las gráficas Pv y P-Teta del Análisis de Schmidt\n');
choice = input('S)i or N)o: ', 's');

if(strncmp(choice, 'S', 1))

theta = 0:5:360;
Vc = Vclc + 0.5*Vswc*(1 + cos(theta*pi/180));
Ve = Vcle + 0.5*Vswe*(1 + cos(theta*pi/180 + Alfa));
P = Mgas*rgas./(Vc/Tk + Vk/Tk + Vr/Tr + Vh/Th + Ve/Th)*1e-5; % [bar]
Vtot = (Vc + Vk + Vr + Vh + Ve)*1e6; % [cc]
figure
plot(Vtot, P)
grid on
xlabel('Volumen Total (cc)')
ylabel('Presión (bar)')
title('Schmidt pv Diagrama')
figure
plot(theta, P)
grid on
hold on
x = [0, 360];
y = [Pmedia*1e-5, Pmedia*1e-5];
plot(x, y)
xlabel('Angulo (Grados)')
ylabel('Presión (bar)')
title('Schmidt p-theta Diagrama')
end
```

7.5 Código Programa: Stirling Engine Analysis

```
%StirlingEngineAnalysis - Programa Principal
```

```
clc;
clear all;

% Fila de Indices de variables (var), Matriz dvar :
TC = 1; % Temperatura del Espacio de Compresión (K)
TE = 2; % Temperatura del Espacio de Expansión (K)
QK = 3; % Calor Transferido al Cooler (J)
QR = 4; % Calor Transferido al Regenerador (J)
QH = 5; % Calor Transferido al Heater (J)
WC = 6; % Trabajo Compresión (J)
WE = 7; % Trabajo de Expansión (J)
W = 8; % Trabajo Total (WC + WE) (J)
P = 9; % Presión (Pa)
VC = 10; % Volumen del Espacio de Compresión (m^3)
VE = 11; % Volumen del Espacio de Expansión (m^3)
MC = 12; % Masa de Gas en el Espacio de Compresión (kg)
MK = 13; % Masa de Gas en el Cooler (kg)
MR = 14; % Masa de Gas en el Regenerador (kg)
MH = 15; % Masa de Gas en el Heater (kg)
ME = 16; % Masa de Gas en el Espacio de Expansión (kg)
TCK = 17; % Temperatura Condicional del Espacio de Compresión / Cooler (K)
THE = 18; % Temperatura Condicional del Heater / Espacio de expansión (K)
GACK = 19; % Flujo de Masa condicional del Espacio de Compresión / Cooler
(kg/rad)
GAKR = 20; % Flujo de Masa Condicional Cooler / Regenerador (kg/rad)
GARH = 21; % Flujo de Masa Condicional Regenerador / Heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Flujo de Masa Condicional Heater / Espacio de Expansión (kg/rad)
% Tamaño de var(ROWV, COL), dvar(ROWD, COL)
ROWV = 22; % Numero de Filas en la Matriz var
ROWD = 16; % Numero de Filas en la Matriz dvar
COL = 37; % Numero de Columnas en las Matrices (cada 10 grados)
%=====
global Tk Tr Th % Temperaturas del Cooler, Regenerador y Heater [K]
```



```
global Vk % Volumen del Cooler [m^3]
global Vr % Volumen del Regenerador [m^3]
global Vh % Volumen del Heater [m^3]
```

Schmidt;

```
choice = 'x';
while(~strncmp(choice,'q',1))
    fprintf('Realizar simulación Adiabática:\n');
    choice = input('Si, No : ','s');
    if (strncmp(choice,'S',1))
        [var,dvar] = adiabatico;
    elseif(strncmp(choice,'N',1))
        fprintf('Teclea clc + enter:\n');
    end
end
fprintf('Simulación.....\n');
```

7.5.1 Sub-programa: Adiab

```
function [var,dvar] = adiab
% Simulación del Modelo Adiabático Ideal
% Devuelve Valores:
%   var(22,37)
%   dvar(16,37)
```

```
global Tk Th
```

```
TC = 1;
TE = 2;
QK = 3;
QR = 4;
QH = 5;
WC = 6;
WE = 7;
W = 8;
TCK = 17;
THE = 18;
COL = 37;
```

```
=====
fprintf('===== Análisis Adiabático Ideal =====\n')
fprintf('Cooler Tk = %.1f[K], Heater Th = %.1f[K]\n', Tk, Th);
epsilon = .01; % Error permisible en temperatura (K)
max_iteration = 20; % Máximo número de iteraciones para convergencia
ninc = 360; % Numero de incrementos de integración (Cada grado)
step = ninc/36; % Para guardar valores en las matrices var, dvar
dtheta = 2.0*pi/ninc; % Incremento de integración (rad)
% Condiciones Iniciales:
y(THE) = Th;
y(TCK) = Tk;
y(TE) = Th;
y(TC) = Tk;
iter = 0;
terror = 10*epsilon; % Error inicial de entrada

while ((terror >= epsilon)&&(iter < max_iteration))

    tc0 = y(TC);
    te0 = y(TE);
    theta = 0;
    y(QK) = 0;
    y(QR) = 0;
    y(QH) = 0;
    y(WC) = 0;
    y(WE) = 0;
    y(W) = 0;
    fprintf('Iteración %d: Tc = %.1f[K], Te = %.1f[K]\n',iter,y(TC),y(TE))
```



```
for(i = 1:1:ninc)
    [theta,y,dy] = rk4('dadiab',7,theta,dtheta,y);
end
terror = abs(tc0 - y(TC)) + abs(te0 - y(TE));
iter = iter + 1;
end

if (iter >= max_iteration)
    fprintf('No converge con %d iteraciones\n',max_iteration)
end

% Matriz inicial var y dvar
var = zeros(22,37);
dvar = zeros(16,37);

% Un ciclo final para llenar las matrices var, dvar
theta=0;
y(QK)=0;
y(QR)=0;
y(QH)=0;
y(WC)=0;
y(WE)=0;
y(W)=0;
[var,dvar] = filmatrix(1,y,dy,var,dvar);
for(i = 2:1:COL)
    for(j = 1:1:step)
        [theta,y,dy] = rk4('dadiab',7,theta,dtheta,y);
    end
    [var,dvar] = filmatrix(i,y,dy,var,dvar);
end
```

7.5.2 Sub-programa: Adiabático

```
function [var,dvar] = adiabatico
%Simulación Adiabática Ideal y Gráficas Temperature/Energia vs Theta
global Frecuencia % Frecuencia del Ciclo [herz]
global Tk Tr Th
global Vk
global Vr
global Vh

% Hacer el Análisis Adiabático:
[var,dvar] = adiab;

% Imprime los Resultados
eff = var(W,COL)/var(QH,COL); % Eficiencia Térmica del Motor
Qkpower = var(QK,COL)*Frecuencia; % Calor Transferido al Cooler (W)
Qrpower = var(QR,COL)*Frecuencia; % Calor Transferido al Regenerador (W)
Qhpower = var(QH,COL)*Frecuencia; % Calor Transferido al Heater (W)
Wpower = var(W,COL)*Frecuencia; % Potencia (W)
fprintf('===== Resultados del Análisis Adiabático Ideal =====\n')
fprintf(' Calor Transferido al Cooler: %.2f[W]\n', Qkpower);
fprintf(' Calor Neto Transferido al Regenerador: %.2f[W]\n', Qrpower);
fprintf(' Calor Transferido al Heater: %.2f[W]\n', Qhpower);
fprintf(' Potencia: %.2f[W]\n', Wpower);
fprintf(' Eficiencia Térmica : %.1f[%%]\n', eff*100);
fprintf('=====')

% Gráficas de la simulación
plotadiab(var,dvar);
```

7.5.3 Sub-programa: Dadiab

```
function [vc,ve,dvc,dve] = volumen(theta)
% Determina las variaciones de los volúmenes del espacio de trabajo y sus
% derivadas considerando una conducción sinusoidal
```



```
% Argumento: theta [rad]
% Devuelve valores :
% vc, ve - Volúmenes de los espacios de expansión y compresión [m^3]
% dvc, dve - Derivadas de los volúmenes de los espacios de expansión y
% compresión [m^3]

global Vclc Vcle
global Vswc Vswe
global Alfa

vc = Vclc + 0.5*Vswc*(1 + cos(theta+pi));
ve = Vcle + 0.5*Vswe*(1 + cos(theta + Alfa+pi));
dvc = -0.5*Vswc*sin(theta+pi);
dve = -0.5*Vswe*sin(theta + Alfa+pi);
%=====
```

7.5.4 Sub-programa: Filmatrix

```
function [var,dvar]=filmatrix(j,y,dy,var,dvar);
% Llena la columna j-th de las matrices var, dvar con valores de y, dy

% Argumentos: j - índice de columna (1 - 37, cada 10 grados)
% y(ROWV) - vector de valores de variables actuales
% dy(ROWD) vector derivadas actuales
% var(ROWV,37) - matriz de variables actuales vs ángulo del
% ciclo
% dvar(ROWD,37) - matriz de derivadas actuales vs ángulo del
% ciclo
% Devuelve valores:
% var(ROWV,37) - matriz de variables recalculadas vs ángulo del
% ciclo
% dvar(ROWD,37) - matriz de derivadas recalculadas vs ángulo
% del ciclo

ROWV = 22; % Numero de filas en la matriz var
ROWD = 16; % Numero de filas en la matriz dvar

for(i = 1:1:ROWV)
    var(i,j) = y(i);
end
for(i = 1:1:ROWD)
    dvar(i,j) = dy(i);
end
```

7.5.5 Sub-programa: Volumen

```
function [vc,ve,dvc,dve] = volumen(theta)
% Determina las variaciones de los volúmenes del espacio de trabajo y sus
% derivadas considerando una conducción sinusoidal

% Argumento: theta [rad]
% Devuelve valores :
% vc, ve - Volúmenes de los espacios de expansión y compresión [m^3]
% dvc, dve - Derivadas de los volúmenes de los espacios de expansión y
% compresión [m^3]

global Vclc Vcle
global Vswc Vswe
global Alfa

vc = Vclc + 0.5*Vswc*(1 + cos(theta+pi));
ve = Vcle + 0.5*Vswe*(1 + cos(theta + Alfa+pi));
dvc = -0.5*Vswc*sin(theta+pi);
dve = -0.5*Vswe*sin(theta + Alfa+pi);
%=====
```