



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECÁNICA E INDUSTRIAL

CONSTRUCCIÓN Y CARACTERIZACIÓN DEL MOTOR STIRLING SILVER II

TESIS PRESENTADA PARA OBTENER EL GRADO DE INGENIERO
MECÁNICO

JOSÉ ALEJANDRO RENDÓN ALVA

DIRECTOR DE TESIS: DR. ARMANDO ROJAS MORÍN

MÉXICO, D. F.

MARZO DE 2011

Dedicatoria

*... a mi **madre, abuelo y hermano**, por el apoyo brindado a lo largo de mi carrera y que sin ellos, me hubiese sido imposible llegar hasta este momento y este lugar.*

*... a **Julieta** por haber llegado justo en el momento preciso, inyectándole a mi vida una buena dosis de inspiración para terminar las cosas.*

*... a los **entrañables amigos** por haberle dado alegría a mi vida cuando más la necesitaba.*

Agradecimientos

*... a mi director de tesis, el **Dr. Armando Rojas Morín**, por haberme instruido y orientado para culminar el presente trabajo.*

*...a mi querida **Universidad Nacional Autónoma de México**, por concederme la oportunidad de formarme bajo sus aulas.*

*... a **todos los profesores** de la **Facultad de Ingeniería** que compartieron conmigo el preciado conocimiento que hoy se ve reflejado en el presente trabajo.*

*... al **Laboratorio de Termodinámica** de la Facultad de Ingeniería, por el material y equipo proporcionado para la realización de esta tesis.*

| | |
|--|-------------------|
| ÍNDICE | <i>i</i> |
| Nomenclatura | <i>iii</i> |
| Relación de figuras y tablas | <i>v</i> |
| | |
| CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.1. Introducción | 2 |
| 1.2. Antecedentes del motor Stirling | 3 |
| 1.2.1. Primera era del motor Stirling | 4 |
| 1.2.2. Segunda era del motor Stirling | 5 |
| 1.3. El motor Stirling en la actualidad | 6 |
| 1.4. Partes constitutivas del motor de ciclo Stirling | 8 |
| 1.5. Tipos de motores Stirling | 11 |
| 1.6. Justificación y alcances del trabajo | 12 |
| 1.7. Objetivos del trabajo | 12 |
| 1.7. Estructura del trabajo | 14 |
| | |
| CAPÍTULO 2: MODELOS DE CÁLCULO TEÓRICOS DE MOTORES STIRLING | 15 |
| 2.1. Modelos de análisis ideal de motores Stirling | 16 |
| 2.1.1. Análisis del ciclo ideal de Stirling | 16 |
| 2.1.2. Procesos termodinámicos del ciclo ideal de Stirling | 18 |
| 2.2. Análisis de ciclos prácticos | 20 |
| 2.2.1. Primer orden o métodos de aproximación de desempeño | 21 |
| 2.2.2. Segundo orden o métodos de análisis por separado | 21 |
| 2.2.2.1. Análisis isotérmico | 21 |
| 2.2.2.2. Análisis adiabático | 22 |
| 2.2.3. Tercer orden o métodos nodales | 22 |
| 2.3. Selección del método de cálculo | 23 |
| 2.3.1. Desarrollo del análisis isotérmico ideal | 23 |
| 2.3.1.1. Temperatura media efectiva en el regenerador | 25 |
| 2.3.1.2. Análisis energético | 28 |
| 2.3.2. Análisis de Schmidt | 30 |

| | |
|--|-----------|
| CAPÍTULO 3: FABRICACIÓN DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA Y DESARROLLO DE SU MODELO TERMODINÁMICO | 34 |
| 3.1. Motor Stirling Silver II | 35 |
| 3.2. Construcción del motor Stirling Silver II. | 41 |
| 3.3. Movimiento alternativo de los pistones. | 43 |
| 3.3.1. Volúmenes instantáneos de compresión y expansión | 44 |
| 3.4. Balance de energía del cilindro del motor Stirling Silver II. | 46 |
| 3.5. Modelo termodinámico del motor Stirling Silver II. | 50 |
| 3.5.1. Flujo de calor para el calentamiento del gas | 54 |
| 3.3.2. Flujo de calor rechazado en el espacio de enfriamiento. | 55 |
| 3.6. Metodología utilizada | 57 |
| | |
| CAPÍTULO 4: CARACTERIZACIÓN DEL MOTOR STIRLING SILVER II | 59 |
| 4.1. Experimentación y banco de pruebas | 60 |
| 4.2. Ciclo ideal del motor Stirling Silver II. | 66 |
| 4.3. Iteraciones para encontrar la temperatura media efectiva del gas en los espacios de enfriamiento y calentamiento. | 67 |
| 4.4. Obtención del ciclo indicado del motor. | 69 |
| 4.5. Rendimiento del motor. | 69 |
| 4.5.1. Cálculo de eficiencias. | 69 |
| 4.5.2. Cálculo de pérdidas. | 71 |
| | |
| CAPÍTULO 5: ANÁLISIS DE RESULTADOS | 72 |
| 5.1. Análisis de resultados. | 73 |
| 5.2. Curvas características. | 73 |
| 5.3. Ciclos isotérmico obtenido | 74 |
| 5.3.1. Comparativo entre el ciclo ideal y el ciclo indicado. | 76 |
| 5.4. Análisis de eficiencias y balance de energía | 77 |
| | |
| Conclusiones | 80 |
| Recomendaciones | 83 |
| Referencias | 84 |
| Anexo I | 87 |
| Anexo II | 89 |

Nomenclatura

| | |
|-------------|--|
| AF | área efectiva de transferencia [m^2] |
| C_p | calor específico a presión constante [$J/kg-K$] |
| D | diámetro [m] |
| \dot{E} | tasa de energía [W] |
| f | frecuencia de operación [Hz] |
| \bar{f} | frecuencia de operación promedio [Hz] |
| g | aceleración gravitacional [m/s^2] |
| h | coeficiente convectivo de transferencia de calor [W/m^2-K] |
| k | conductividad térmica [$W/m-K$] |
| L | longitud del cilindro [m] |
| M | masa total [kg] |
| \dot{m} | gasto másico [kg/s] |
| N, ω | velocidad angular del motor [RPM] |
| Nu | número de Nusselt |
| P | presión [Pa] |
| Q | calor por ciclo [J] |
| \dot{Q} | flujo de calor [W] |
| R | constante universal de los gases [$kJ/kg-K$] |
| T | temperatura [K] |
| Tor | torque [$N-m$] |
| V | volumen [m^3] |
| V_m | volumen muerto [m^3] |
| V_b | volumen barrido [m^3] |
| W | trabajo por ciclo [J] |
| \dot{W} | potencia [W] |
| η | eficiencia [%] |
| μ | viscosidad dinámica [$Pa-s$] |
| ρ | densidad [kg/m^3] |
| $\%E$ | error porcentual [%] |

Subíndices

| | |
|-------------------|---|
| <i>a, agua</i> | agua de enfriamiento |
| <i>ae</i> | agua a la entrada de la camisa |
| <i>as</i> | agua a la salida de la camisa |
| <i>c, cal</i> | calentamiento |
| <i>cil</i> | del cilindro |
| <i>comp</i> | compresión |
| <i>desp</i> | del desplazador |
| <i>e, enf</i> | enfriamiento |
| <i>Entrada</i> | entrando al sistema |
| <i>exp</i> | expansión |
| <i>f</i> | al freno |
| <i>fuelle</i> | proveniente de la fuente de calor |
| <i>g</i> | del gas |
| <i>ideal</i> | del ciclo ideal |
| <i>ind</i> | indicado |
| <i>iso</i> | del ciclo isotérmico |
| <i>mec</i> | mecánica |
| <i>med</i> | media efectiva |
| <i>n, neto</i> | neto |
| <i>perd, amb</i> | perdido por interactuar con el ambiente |
| <i>perd, cond</i> | perdido por conducción estática |
| <i>pérdidas</i> | pérdidas totales |
| <i>r, reg</i> | del regenerador |
| <i>real, rech</i> | rechazado realmente del gas |
| <i>real, sum</i> | suministrado realmente al gas |
| <i>rech</i> | rechazado del gas |
| <i>roz</i> | perdida por rozamiento |
| <i>Salida</i> | saliendo del sistema |
| <i>sum</i> | suministrado al gas |
| <i>II</i> | Segunda Ley de la termodinámica |

Relación de figuras

- 1.1. Ejemplificación de una máquina de vapor. Fuente: [6].
- 1.2. Motor Stirling original. Dibujo obtenido de las especificaciones de la patente original del motor de Robert Stirling, 1816. Fuente: [29].
- 1.3. Equipo Motor Stirling – Generador Eléctrico tipo 102C desarrollado por los laboratorios Philips en 1952. Potencia: 0.2 kW, 1500 rpm. Fuente: [5].
- 1.4. Sistema Disco Stirling. Fuente: [9].
- 1.5. Motor Stirling SOLO V161. Fuente: [9].
- 1.6. Planta de generación solar mediante sistemas Disco-Stirling “Maricopa Solar Power Plant” en el desierto de Arizona. Fuente: [2].
- 1.7. Partes constitutivas de un motor Stirling. Fuente: [5].
- 1.8. Movimiento del desplazador y sentido de flujo del fluido de trabajo. Fuente: Adaptado de [5].
- 1.9. Tipos de motores Stirling. a) Alfa, b) Beta y c) Gama. Fuente: Adaptado de [15].
- 2.1. Diagrama P - V del ciclo Stirling de ideal. Fuente: Adaptado de [3].
- 2.2. Diagrama P - V de los ciclos de Carnot y Stirling. (a) con dos procesos isentrópicos y (b) con dos procesos isocóricos. Fuente: Adaptado de [3].
- 2.3. Proceso 1-2: Compresión isotérmica. Fuente: Adaptado de [3].
- 2.4. Proceso 2-3: Absorción de calor a volumen constante. Fuente: Adaptado de [3].
- 2.5. Proceso 3-4: Expansión isotérmica. Fuente: Adaptado de [3].
- 2.6. Proceso 4-1: Pérdida de calor a volumen constante. Fuente: Adaptado de [3].
- 2.7. Comparación entre el ciclo indicado de un motor real y el ciclo ideal de Stirling. Fuente: Adaptado de [22].
- 2.8. Modelo isotérmico ideal del motor Stirling. Fuente: Adaptado de [26].
- 2.9. Perfil de temperatura lineal en el regenerador. Fuente: Adaptado de [26].
- 2.10. Volumen de control generalizado en el análisis isotérmico. Fuente: Adaptado de [26].

- 2.11. Diagrama de movimiento senoidal de los pistones para un motor con desfase de 90° ($\pi/2$). Fuente: Adaptado de [27].
- 3.1. Ensamble general del motor Stirling Silver II. Fuente: [5].
- 3.2. Cárter del motor. Fuente: Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Elaboración propia.
- 3.3. Ensamble del mecanismo biela-manivela. Fuente: Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Elaboración propia.
- 3.4. Ensamble del mecanismo pistón-biela-manivela. Fuente: Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Elaboración propia.
- 3.5. Vista explosionada del cilindro. Fuente: Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Elaboración propia.
- 3.6. Ensamble del cilindro. Fuente: Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Elaboración propia.
- 3.7. Volante de inercia y cigüeñal. Fuente: Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Elaboración propia.
- 3.8. Motor Stirling Silver II construido. Fuente: Elaboración propia.
- 3.9. Vista superior del motor. Fuente: Elaboración propia.
- 3.10. Elementos del cárter y mecanismo del motor Stirling Silver II. Fuente: Elaboración propia.
- 3.11. Vista del cilindro construido de bronce estándar. Fuente: Elaboración propia.
- 3.12. Diferentes mecanismos de conducción de motores Stirling. a) mecanismo conducido por balancín, b) mecanismo conductor rómbico, c) mecanismo conducido por el cigüeñal. Fuente: [9] y [15].
- 3.13. Representación del mecanismo pistón- biela- manivela. Fuente: Adaptado de [22].
- 3.14. Volúmenes de trabajo: A) pistón de potencia, B) desplazador, 1) PMI del pistón de potencia, 2) PMS del pistón de potencia, 3) PMI del desplazador, 4) PMS del desplazador, 5) volumen de compresión, 6) volumen de expansión. Fuente: Elaboración propia.
- 3.15. Volúmenes de intercambio de calor únicamente: 1) volumen de enfriamiento, 2) volumen de calentamiento, 3) volumen de regeneración. Fuente: Elaboración propia.

- 3.16. Variación de los volúmenes instantáneos en función del ángulo del cigüeñal del motor Silver II. Diagrama obtenido suponiendo una variación senoidal de los espacios de compresión y expansión.
- 3.17. Ejemplificación de los procesos de transferencia de calor debido a una convección forzada en el espacio anular comprendido por el desplazador y el cilindro. Fuente: Elaboración propia.
- 3.18 Diagrama de un motor Stirling con pérdidas de calor por conducción estática. Fuente: Adaptado de [22].
- 3.19. Ensamble de la camisa de agua y cilindro de compresión. 1) cilindro de compresión, 2) camisa de agua, 3) tubo de entrada de agua de enfriamiento, 4) tubo de salida de agua de enfriamiento. Fuente: Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Elaboración propia.
- 3.20. Diagrama de flujo de la metodología seguida para la caracterización del motor Stirling Silver II. Fuente: Elaboración propia.
- 4.1. Banco de pruebas. 1) Motor, 2) soplete, 3) multímetro, 4) frecuenciómetro, 5) freno. Fuente: Elaboración propia.
- 4.2. Frecuenciómetro a) display b) sensor infrarrojo. Fuente: Elaboración propia.
- 4.3. Freno construido. a) freno y juego de pesas b) freno montado en la flecha del motor. Fuente: Elaboración propia.
- 4.4. Vista superior de fuente y sumidero de calor. 1) flama del soplete sobre el exterior del cilindro, 2) entrada de agua a la camisa, 3) salida de agua de la camisa. Fuente: Elaboración propia.
- 4.5. Medición de la temperatura del cilindro simulando las condiciones de flujo de calor durante la operación. a) multímetro en operación, b) puntos sobre los que se midió la temperatura. Fuente: Elaboración propia.
- 5.1. Diagrama Torque vs. Velocidad angular. Diagrama obtenido de los datos de la tabla 4.4. Fuente: Elaboración propia.
- 5.2. Diagrama Potencia al freno vs. velocidad angular. Diagrama obtenido de los datos de la tabla 4.4. Fuente: Elaboración propia.
- 5.3. Diagramas P - V del ciclo ideal del motor Stirling construido. Diagrama obtenido de los datos de la tabla 4.5. Fuente: Elaboración propia.

- 5.4. Diagramas P - V del ciclo indicado del motor Stirling construido. Diagrama obtenido de los datos de la tabla 4.1. Fuente: Elaboración propia.
- 5.5. Comparativo entre el ciclo ideal y el ciclo indicado del motor construido. Diagrama obtenido de los datos de la tabla 5.1. Fuente: Elaboración propia.
- 5.6. Representación del balance de energía. Diagrama obtenido de los datos de las tablas 5.2 y 5.3. Fuente: Elaboración propia.
- II.1. Freno de Prony. Fuente: Adaptado de [14]
- II.2. Freno de Prony construido. Fuente: Elaboración propia.
- II.3. Freno de Prony construido y juego de pesas. Fuente: Elaboración propia.
- II.4. Diagrama de funcionamiento del frecuenciómetro construido. Fuente: Elaboración propia.
- II.5. Frecuenciómetro construido. Fuente: Elaboración propia.
- II.6. Diagrama del circuito del sensor infrarrojo y generador de pulsos. Fuente: Elaboración propia.
- II.7. Sensor infrarrojo construido. Fuente: Elaboración propia.
- II.8. Sensor infrarrojo montado en la placa trasera del motor.
- II.9. Diagrama del circuito del contador. Fuente: Elaboración propia.
- II.10. Diagrama del circuito del temporizador en modo astable. Fuente: Elaboración propia.
- II.11. Parte posterior del frecuenciómetro construido. Fuente: Elaboración propia.
- II.12. Frecuenciómetro construido montado sobre el motor Stirling Silver II. Fuente: Elaboración propia.

Relación de tablas

- 3.1. Piezas que conforman el cárter.
- 3.2. Piezas del mecanismo biela-manivela.
- 3.3. Elementos del cilindro.
- 3.4. Volante de inercia.
- 3.5. Volúmenes de interés presentes en el motor Stirling Silver II. Obtenidos del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II.
- 4.1. Datos obtenidos de la frecuencia del motor durante la operación estable.
- 4.2. Valores promedio de temperatura en las paredes del cilindro de calentamiento.
- 4.3. Datos y mediciones del espacio de enfriamiento.
- 4.4. Mediciones de torque y potencia al freno.
- 4.5. Parámetros del ciclo ideal y presiones instantáneas computadas cada $\Delta\theta=20^\circ$.
- 4.6. Resultados del ciclo ideal del motor Stirling Silver II.
- 4.7. Resultados del proceso iterativo para encontrar la temperatura media efectiva de cada espacio.
- 4.8. Resultados del ciclo indicado del motor bajo estudio.
- 5.1. Resultados de los ciclos ideal e indicado del motor construido.
- 5.2. Valores obtenidos de eficiencias.
- 5.3. Valores obtenidos de pérdidas de energía.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta una breve descripción de la historia de los motores de ciclo Stirling así como sus aplicaciones actuales. Se describen también las partes que constituyen a este tipo de motores y las variantes de diseño existentes. Por último, se presentan los objetivos del trabajo y una síntesis del mismo.

1.1. Introducción

En los últimos años se ha venido planteando una realidad en la que las fuentes de energía están por agotarse; sin embargo, es la industria del petróleo la que agoniza. El planeta tiene fuentes prácticamente inagotables de energía, pero no se aprovechan como debería ser. Hasta hace unas décadas la forma de producir energía más rentable había sido a través de los hidrocarburos y aunque ya se conocían nuevos medios energéticos, el costo de los mismos no era competencia para la industria petrolera. Actualmente las cosas han cambiado; con la escasez del petróleo, el costo de producción de combustibles como gasolina y diesel se ha elevado permitiendo que otros medios de obtención de energía sean competitivos en cuestión de precios. Otro de los factores que intervienen en este asunto es que los combustibles fósiles arrojan a la atmósfera miles de toneladas de contaminantes al día. En cambio, hay otras fuentes de energía que no contaminan en lo más mínimo, o por lo menos no de forma considerable.

En este contexto es que se busca de alguna manera aprovechar los tantos recursos renovables existentes y que aun en nuestros tiempos se siguen desperdiciando. Uno de estos recursos es la energía térmica proveniente de nuestro Sol. En nuestro país existen muy pocos medios realmente efectivos que aprovechen esta fuente de energía y no se realiza gran investigación en este aspecto. Dentro de lo contemporáneo en cuanto a energía térmica solar se refiere, están los concentradores solares, los cuales como su nombre indica concentran los rayos provenientes del Sol en un sólo punto para calentar algún tipo de fluido. Posteriormente, este fluido caliente es empleado para producir trabajo mecánico. Comúnmente se utiliza agua que al calentarse a temperaturas de hasta 500 °C se evapora y sobrecalienta, pudiéndose utilizar en turbinas de vapor para la generación de energía eléctrica. El problema de estos sistemas es que se necesitan grandes cantidades de agua para producir el suficiente trabajo mecánico para mover la turbina a la vez se necesitan muchos elementos para llevar a cabo esta conversión de energía. Por otro lado, los sistemas de disco Stirling consisten en un concentrador parabólico que sigue al Sol a lo largo de su trayectoria durante el día reflejando los rayos en su zona focal. Mediante un motor Stirling, el calor de este foco es convertido en energía mecánica y posteriormente transformada en energía eléctrica mediante un generador acoplado a su eje.

Capítulo 1. Introducción

Un sistema que realiza el ciclo Stirling está formado por un cilindro, un pistón de trabajo y un pistón de desplazamiento que integran la parte de conversión de energía térmica en mecánica; dentro del cilindro se tienen dos espacios: un espacio de calentamiento y uno de enfriamiento, entre los cuales puede haber un regenerador.

Las características principales que diferencian a un motor Stirling de un motor de combustión interna son:

- Es un motor de combustión externa pues obtiene la energía de cualquier fuente externa que produzca calor
- Transforman directamente energía térmica en energía mecánica
- Su construcción no es tan compleja como la de otros motores
- Es el motor térmico más eficiente

El motor Stirling es una máquina que emplea energía térmica para la producción de energía mecánica, pero, a diferencia del motor de combustión interna, esta energía no proviene de la ignición del combustible en el interior del pistón, por lo que se clasifica dentro de los motores de combustión externa. Existen diferentes tipos de motores Stirling, pero su principio de funcionamiento es el mismo: se aprovecha el gradiente de temperaturas entre una cámara fría (o comúnmente a temperatura ambiente) y otra a una temperatura mucho mayor. El fluido de trabajo es un gas, normalmente aire, que fluye de una cámara a otra expandiéndose y contrayéndose, provocando así el movimiento alternativo para hacer rotar un eje. Es de gran importancia determinar los parámetros de este tipo de motores que puedan hacer más eficiente la conversión de energía térmica en trabajo mecánico.

1.2. Antecedentes del motor Stirling

A finales del siglo XVIII la revolución industrial había propiciado muchos nuevos inventos, uno de los más importantes fue la máquina de vapor. Este motor de combustión externa transforma la energía térmica contenida en el vapor en energía mecánica. La máquina de vapor facilitó muchos procesos industriales así como la transportación al ser la fuente que impulsaba a las locomotoras [29] [6]. Su funcionamiento se basa en la generación de vapor en una caldera para hacerlo pasar por un cilindro y mover un pistón; mediante un mecanismo biela-manivela se consigue el movimiento rotativo (figura 1.1).

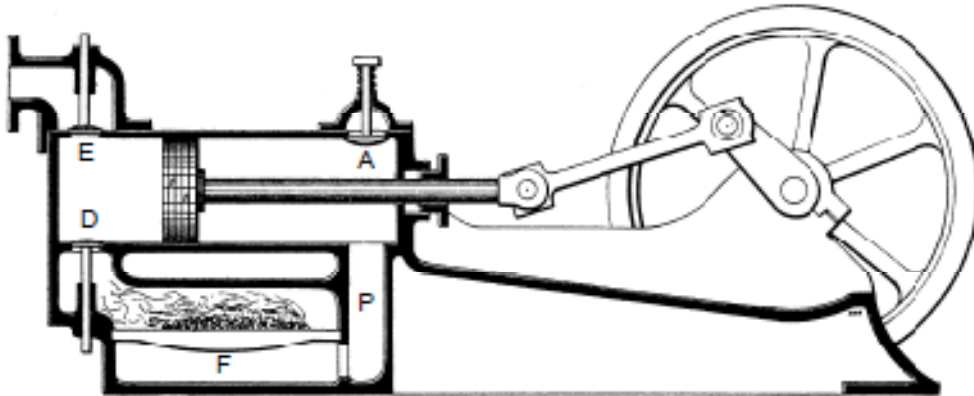


Figura 1.1. Ejemplificación de una máquina de vapor. Fuente: [6].

1.2.1. Primera era del motor Stirling

La primera era del motor Stirling tuvo lugar a principios del siglo XIX. Para esa época el funcionamiento de la máquina de vapor era demasiado complejo además de peligroso pues se requería de una caldera para producir el fluido de trabajo y hasta ese entonces, el acero aún no se conocía como tal y era muy común que las calderas de hierro explotaran. El reverendo escocés Robert Stirling consideraba esto y en 1816 inventó el motor que habría de llevar su nombre como un sustituto de la máquina de vapor [29].

En lugar de vapor de agua se utilizaba aire como fluido de trabajo y las calderas ya no eran necesarias. El circuito que se tenía anteriormente en la máquina de vapor que consistía en bomba, caldera y válvulas de presión principalmente, ahora era sustituido por un cilindro dentro del cual sucedían los mismos procesos de enfriamiento y calentamiento, así como de compresión y expansión del gas. No se conseguían potencias semejantes a las alcanzadas con la máquina de vapor, sin embargo, su funcionamiento era sencillo y muy silencioso.

El motor Stirling es un motor que opera bajo un ciclo termodinámico cerrado regenerativo con una etapa de compresión y una de expansión utilizando como fluido de trabajo algún gas, normalmente aire o helio, operando entre dos límites de temperaturas. El fluido se expande y contrae al aumentar y disminuir su temperatura, experimentando cambios de volumen que propician el movimiento de un pistón dentro de un cilindro.

Capítulo 1. Introducción

Esta tecnología resulta relativamente sencilla y de gran aplicación; sin embargo en sus inicios no se usaba con fines de gran demanda de potencia, pues las máquinas desarrolladas hasta ese entonces no mostraban gran eficiencia ni entregaban potencia en grandes cantidades (figura 1.2). El invento de los motores de combustión interna de ciclo Otto y Diesel a finales del siglo XIX vino a cubrir esa necesidad de potencia y el motor Stirling fue desplazado. Actualmente, con la fuente de energía de los motores de combustión interna escaseando (hidrocarburos), se ve un resurgimiento de la tecnología Stirling para aplicaciones diferentes, como la propulsión de barcos y principalmente para la generación de energía eléctrica.

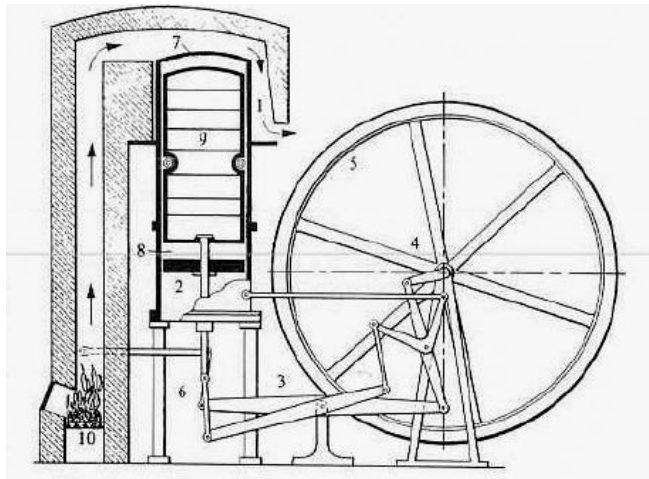


Figura 1.2. Motor Stirling original. Dibujo obtenido de las especificaciones de la patente original del motor de Robert Stirling, 1816. Fuente: [29].

1.2.2. Segunda era del motor Stirling

La segunda era de los motores Stirling tiene sus inicios en el año de 1937, cuando el Laboratorio de Investigación Philips en Holanda comenzó a estudiar este motor [4]. En un principio, las investigaciones de este laboratorio se centraron en el desarrollo de plantas de generación eléctrica de pequeña escala para ser usadas en áreas remotas (figura 1.3).

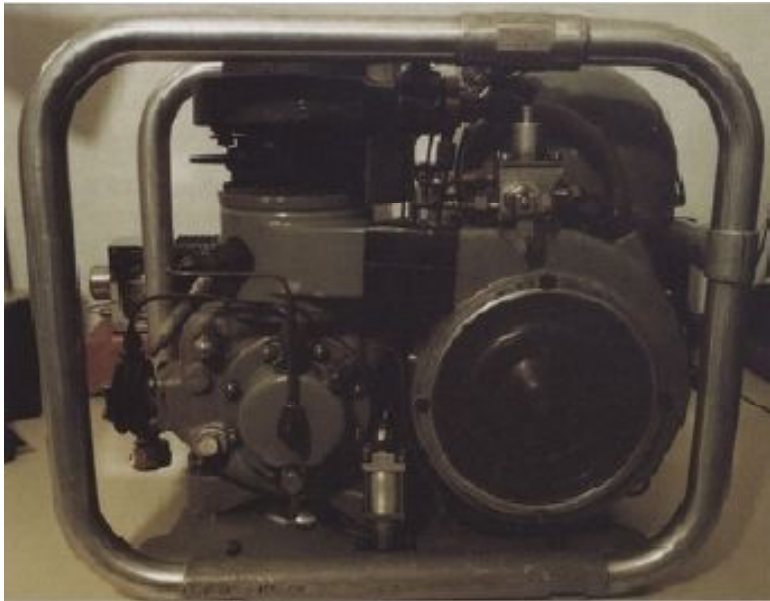


Figura 1.3. Equipo Motor Stirling – Generador Eléctrico tipo 102C desarrollado por los laboratorios Philips en 1952. Potencia: 0.2 kW, 1500 rpm. Fuente: [5].

Para ese entonces, nuevos materiales y mejor conocimiento de la mecánica de fluidos y transferencia de calor, fueron piezas claves para el éxito alcanzado por este laboratorio. Largas y constantes investigaciones se han llevado a cabo por esta y otras empresas con el fin de mejorar el desempeño del motor.

1.3. El motor Stirling en la actualidad

El estudio sobre estos motores ha seguido y a lo largo del tiempo han sido desarrollados prototipos cada vez más eficientes y de mayor potencia. El motor Stirling es una máquina de ciclo cerrado que entre otras ventajas, funciona silenciosamente, propiciando su uso para la generación de electricidad en residencias particulares. Dada la naturaleza del funcionamiento del motor Stirling, cualquier fuente de calor puede ser empleada para suministrar la energía necesaria. Desde la combustión de cualquier combustible ya sea líquido, sólido o gaseoso, hasta fuentes renovables de energía [12]. Actualmente, una aplicación importante de este motor es la generación de electricidad a partir de la concentración de la energía solar en sistemas Disco-Stirling (figura 1.4). Tal es el caso de la *Plataforma Solar de Almería*, España [9] donde se realizan estudios con concentradores solares que

Capítulo 1. Introducción

suministran la energía necesaria para el funcionamiento de motores Stirling SOLO V161 (figura 1.5) y actualmente se encuentra en operación la primer planta comercial de generación de energía eléctrica con tecnología disco-Stirling en el mundo, *Maricopa Solar Power Plant* [2] ubicada en el desierto de Arizona E.U.A (figura 1.6).



Figura 1.4. Sistema Disco Stirling. Fuente: [9].



Figura 1.5. Motor Stirling SOLO V161. Fuente: [9].



Figura 1.6. Planta de generación solar mediante sistemas Disco-Stirling “Maricopa Solar Power Plant” en el desierto de Arizona. Fuente: [2].

Los motores Stirling que obtienen el calor directamente del sol pueden ser de gran interés en zonas donde abunda este recurso, como en los desiertos. Para conseguir el aprovechamiento directo de la radiación solar es necesario incorporar un sistema de colector solar al sistema del motor [1] [23].

La aplicación de los motores Stirling es viable cuando:

- Se requiere de una fuente alternativa de energía
- Una buena fuente de calor está disponible
- Un trabajo neto constante es aceptable

1.4. Partes constitutivas del motor Stirling

En las figuras 1.7 y 1.8 se muestran las partes que constituyen a un motor Stirling. Estos motores se clasifican como motores de combustión externa puesto que la fuente que proporciona el calor es independiente al motor mismo. De acuerdo con Walker [29], existen diferentes tipos de motores Stirling dependiendo de la configuración de sus partes constitutivas; sin embargo todos los motores que operan bajo este ciclo tienen elementos en común que los constituyen, como son:

Capítulo 1. Introducción

Fuente de calor a alta temperatura:

De aquí se obtiene la energía del motor y está en contacto directo con el espacio destinado al calentamiento del fluido de trabajo.

Sumidero de calor a baja temperatura:

Además de una fuente de energía, toda máquina térmica necesita de un sumidero para producir trabajo. Aquí se desecha parte del calor suministrado al fluido. Se encuentra en contacto con el espacio de enfriamiento del gas.

Pistón desplazador:

Está ubicado dentro del espacio de calentamiento y su función es la de desplazar el fluido de trabajo desde el espacio de calentamiento hacia el espacio de enfriamiento y viceversa.

Pistón de potencia

Se encuentra en el espacio de enfriamiento y se encarga de transmitir el trabajo producido por la expansión y compresión del gas hacia el cigüeñal.

Volante de inercia

Es una rueda conectada al extremo del eje del cigüeñal. La masa que posee, crea un desequilibrio en el mecanismo impulsando el pistón desplazador para regresar el gas al espacio de calentamiento.

Espacio de expansión o calentamiento

Es el espacio en el que se lleva a cabo el proceso de calentamiento del gas. Su volumen se encuentra en función del desplazamiento del desplazador aumentando y disminuye a lo largo del ciclo.

Espacio de compresión o de enfriamiento

Aquí el fluido de trabajo rechaza cierta cantidad de calor experimentando una disminución de su volumen. Al igual que el espacio de expansión, su volumen varía a lo largo del ciclo.

Regenerador

Se encuentra entre los espacios de calentamiento y enfriamiento. Tiene la función de almacenar una parte del calor suministrado al fluido de trabajo durante el flujo hacia el espacio de enfriamiento para posteriormente cederlo hacia el gas durante el flujo hacia el espacio de calentamiento. Dependiendo de la variante de motor Stirling el regenerador puede o no estar presente en el diseño.

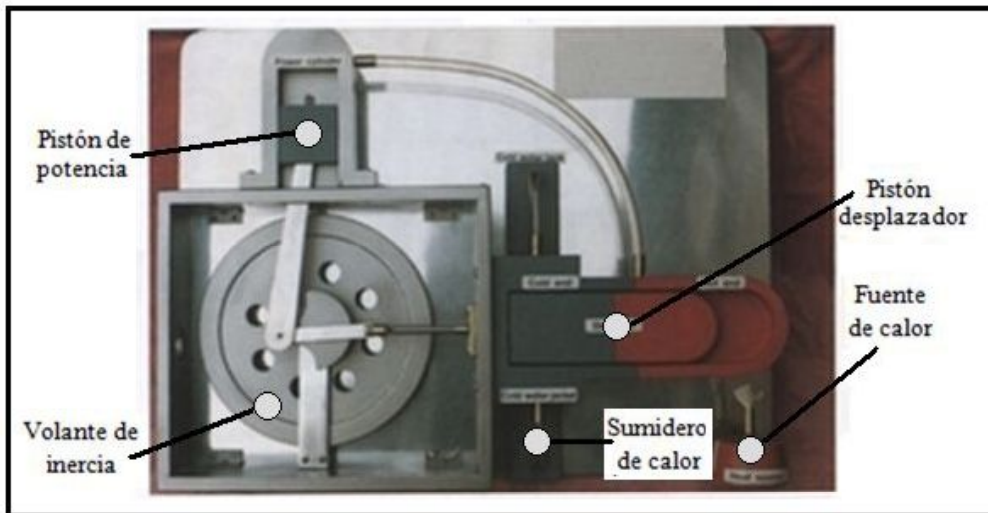


Figura 1.7. Partes constitutivas de un motor Stirling. Fuente: [5].

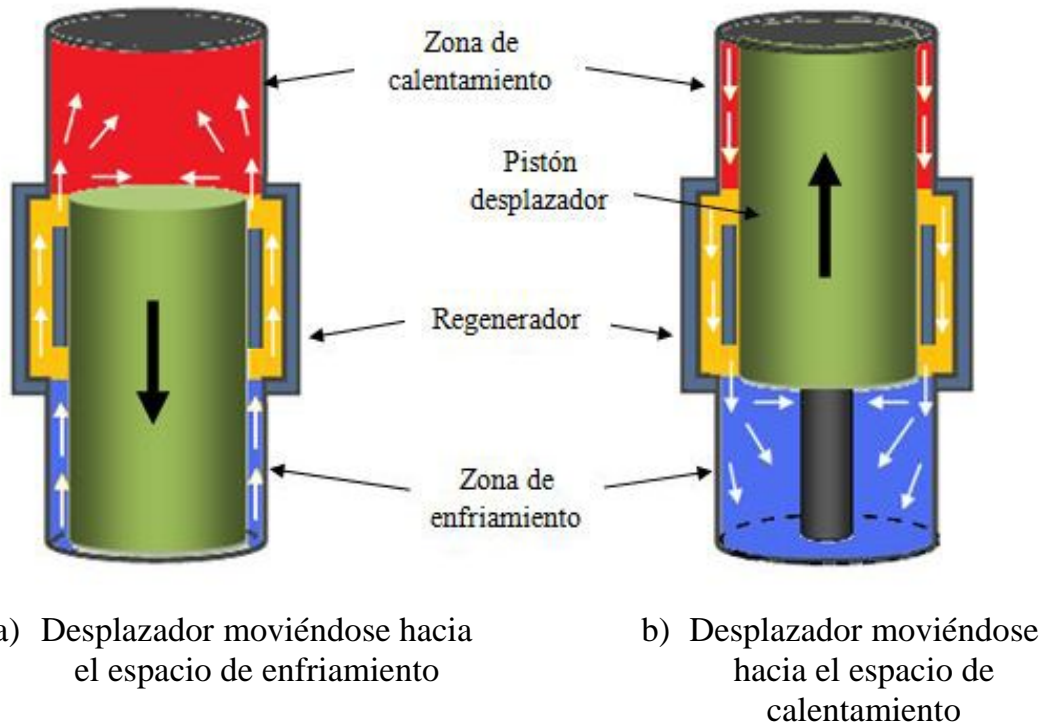


Figura 1.8. Movimiento del desplazador y sentido de flujo del fluido de trabajo. Fuente: adaptado de [5].

1.5. Tipos de motores Stirling

Los motores de ciclo Stirling se clasifican de acuerdo a las características y configuración de las piezas que lo componen. Existen tres variantes: Alfa, Beta y Gama (figura 1.9).

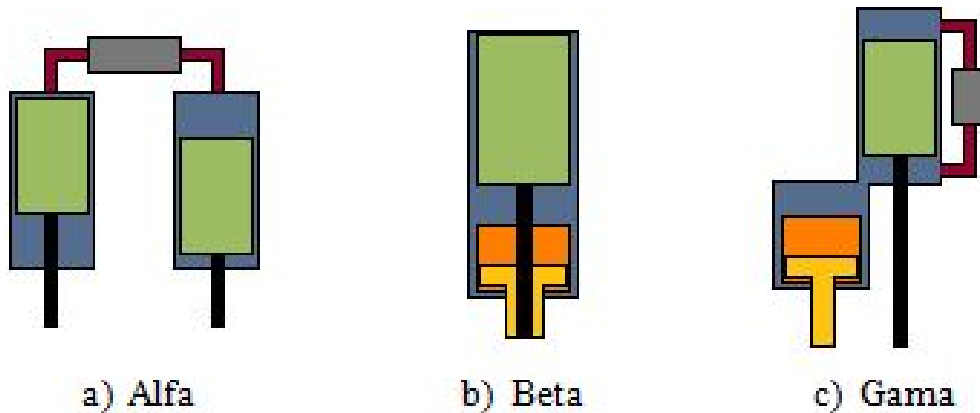


Figura 1.9. Tipos de motores Stirling. a) Alfa, b) Beta y c) Gama.

Fuente: adaptado de [15].

El motor tipo Alfa está constituido por dos cilindros conectados entre sí por un conducto dentro del cual se halla un regenerador. Se tienen también dos pistones que se encuentran en cada cilindro y cada uno se mueve desfasado 90 grados del ángulo del cigüeñal con respecto al otro. Los dos pistones comprimen el gas en la zona de enfriamiento y después lo desplazan a la zona de calentamiento donde se expande para posteriormente regresarlo al espacio de enfriamiento.

El motor Stirling de tipo Beta únicamente tiene un cilindro dentro del cual se encuentran de manera concéntrica un pistón y un desplazador. Las dos zonas a diferentes temperaturas se encuentran en cada extremo del cilindro. Existe una holgura entre el desplazador y el cilindro por el cual el gas fluye en un sentido u otro, operando como un regenerador, por lo que no se tiene un espacio fijo designado para la regeneración.

El motor Stirling de tipo Gama presenta el mismo sistema de enfriamiento y calentamiento que el tipo beta, pero a diferencia de este último el pistón de potencia y el desplazador no son concéntricos, además de que incorpora un espacio fijo de regeneración.

1.6. Justificación y alcances del trabajo.

Como se mencionó anteriormente, el interés acerca del motor Stirling ha tenido un resurgimiento en las últimas décadas; sin embargo, en México el desarrollo y estudio de estas máquinas se encuentra rezagado en comparación con otros países. En el contexto actual, el motor Stirling presume ser una alternativa viable para producir energía mecánica (o eléctrica al acoplarse un alternador a la flecha del motor), mediante fuentes renovables de energía.

Por otro lado, dentro de los motores Stirling, los del tipo Beta son los que demuestran un mayor rendimiento al minimizar los espacios muertos debido a la proximidad entre el desplazador y el pistón de potencia [5] [6]; por esta razón, se ha considerado el estudio de un motor de este tipo, sobre los otros dos tipos de motor Stirling existentes (Alfa y Gama).

En el presente trabajo se realiza un análisis termodinámico de los motores Stirling, el cual ha sido orientado como punto de partida para el entendimiento de dicha tecnología.

1.7. Objetivos del trabajo

El objetivo principal del presente trabajo es caracterizar térmicamente un motor Stirling, mediante la experimentación y puesta en marcha de una réplica del motor Stirling Silver II ¹, el cual es del tipo Beta, identificando los parámetros más significativos en cuanto a su funcionamiento.

Los objetivos particulares son:

- Revisar los modelos de cálculo existentes en la bibliografía, que se emplean para obtener el ciclo real, en estado estable, de los motores Stirling, seleccionando asimismo el modelo de cálculo más apropiado para obtener el ciclo real del funcionamiento del motor Stirling tipo Beta bajo estudio.

¹ El motor Stirling Silver II fue diseñado por Roy Darlington y sus planos de fabricación se presentan en [5].

Capítulo 1. Introducción

- Construir físicamente una réplica del motor Stirling Silver II, con base en los planos de fabricación.
- Desarrollar un modelo termodinámico del motor Stirling bajo estudio en estado estable, el cual tome en cuenta los siguientes factores:
 - Una transferencia de calor finita entre el fluido de trabajo y las paredes metálicas de los cilindros de calentamiento y enfriamiento.
 - Pérdidas de calor hacia el exterior de los cilindros de enfriamiento y calentamiento.
- Plantear una metodología que permita la obtención de los parámetros que describen la operación del motor bajo estudio.
- Medir, durante la puesta en marcha, los parámetros de operación del motor bajo estudio.
- Mediante la aplicación del modelo termodinámico desarrollado, en conjunto con los datos experimentales derivados de la puesta en marcha del motor, obtener lo siguiente:
 - Los límites teóricos de operación mediante el ciclo ideal isotérmico.
 - El diagrama indicado presión-volumen, como aproximación al ciclo real de operación del motor.
 - Comparar los resultados obtenidos del ciclo isotérmico ideal y el ciclo indicado.
 - Obtener la eficiencia total del motor bajo estudio.
 - Realizar un balance de energía al motor bajo estudio y cuantificar las pérdidas de energía totales involucradas en su funcionamiento.

1.8. Estructura del trabajo

Para alcanzar los objetivos planteados se ha dividido la tesis en los siguientes capítulos:

En el capítulo 1 presentamos los antecedentes históricos de los motores de ciclo Stirling, las variantes de diseño que existen, así como una descripción de los elementos que lo constituyen.

En el capítulo 2 se presentan los modelos de cálculo encontrados en la bibliografía consultada, para la obtención del ciclo ideal del motor Stirling, así como los modelos de cálculo empleados para trazar el diagrama presión-volumen del ciclo real, presente durante la operación en estado estable del motor. Enseguida se expone la selección del modelo de cálculo adecuado para un motor Stirling del tipo Beta y se presenta el desarrollo de dicho modelo de cálculo.

La descripción del modelo físico del motor Stirling bajo estudio se presenta en el capítulo 3. Primeramente se describen las partes más importantes que lo componen y la función que desempeñan dentro del sistema. En seguida, se muestra la réplica del motor Stirling Silver II construido. Posteriormente, se realiza un análisis de la transferencia de calor que tiene lugar dentro de los espacios de intercambio de calor del motor y se muestra la metodología planteada para determinar los parámetros que conllevan a la descripción del funcionamiento del motor Stirling bajo estudio.

El capítulo 4 trata de la puesta en funcionamiento del motor construido, comenzando con una descripción del material y equipo utilizado para las pruebas. En seguida, se calcula el ciclo ideal del motor bajo estudio y posteriormente se aplica el modelo termodinámico obtenido en el capítulo 3, logrando con ello, la determinación del ciclo indicado, empleado como una aproximación al ciclo real del motor.

En el capítulo 5 se muestran los diagramas de comportamiento derivados de la operación del motor y se hace un análisis de los resultados obtenidos.

Por último, se presentan las conclusiones derivadas del presente trabajo y algunas recomendaciones para mejorar el estudio de motores de este tipo.

CAPÍTULO 2

MODELOS DE CÁLCULO TEÓRICOS DE MOTORES STIRLING

En el presente capítulo se hace una revisión de los modelos de cálculo encontrados en la bibliografía aplicables a motores Stirling. Posteriormente, se selecciona el modelo más apropiado para obtener el ciclo real de motores de tipo Beta y se muestra detalladamente el desarrollo del mismo.

2.1. Modelos de análisis de tipo ideal de motores Stirling

Desde su invención en 1816 diversos intentos por analizar las máquinas de tipo Stirling se han llevado a cabo [4]. Debido a la compleja naturaleza de los procesos en el interior del motor, diversas suposiciones y simplificaciones se han hecho a manera de facilitar su estudio con el fin de llegar a una serie de resultados ya sea numéricos o analíticos que describan el funcionamiento de una máquina de este tipo.

Los análisis ideales [26] consideran que dentro de un motor Stirling:

- No existe intercambio de calor con el medio a excepción de las zonas de calentamiento y enfriamiento
- Los procesos de absorción y transferencia de calor en el regenerador son perfectos es decir, devuelven al fluido de trabajo íntegramente el calor absorbido
- No toman en cuenta las pérdidas de trabajo debidas al mecanismo del motor
- Suponen una transferencia de calor perfecta desde la fuente y hacia el sumidero de calor

2.1.1. Análisis del ciclo ideal de Stirling

El análisis más idealizado es el del ciclo ideal de Stirling basado en la Ley General de los Gases. La suposición más importante de este análisis, consiste en que el fluido de trabajo se supone como gas ideal y se encuentra instantáneamente en las mismas condiciones ya sea del espacio de expansión o de compresión. Se consideran dos procesos isotérmicos y dos procesos regenerativos a volumen constante y no se toman en cuenta las pérdidas de energía.

El ciclo ideal de Stirling consta de 4 procesos:

- 2 transformaciones isocoras en las que el gas de trabajo pasa a través de un regenerador absorbiendo o cediendo calor
- 2 transformaciones isoterma, en las que el gas está en contacto con una fuente de calor o un sumidero, a las temperaturas de calentamiento y enfriamiento respectivamente.

La figura 2.1 muestra el diagrama P - V del ciclo Stirling ideal, donde Q_{sum} es el calor absorbido de la fuente caliente, Q_{rech} es el calor cedido hacia el sumidero y Q_{reg} es el calor proveniente del regenerador. T_{enf} y T_{cal} son las temperaturas de enfriamiento y calentamiento respectivamente.

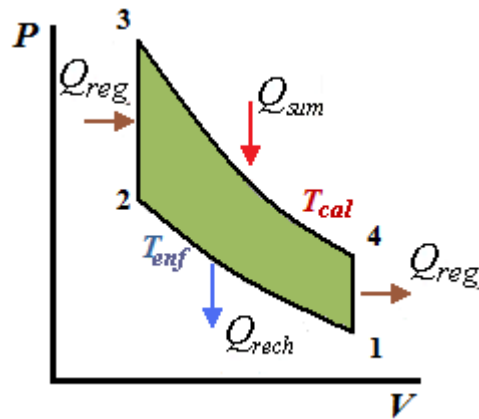


Figura 2.1. Diagrama P-V del ciclo ideal de Stirling. Fuente: adaptado de [3].

Existen dos principales ventajas del ciclo ideal de Stirling sobre otros ciclos. La primera radica en la suposición de una regeneración ideal. Después del proceso de calentamiento suceden los procesos de regeneración, en los cuales una cierta cantidad de calor es transferida al regenerador donde se almacena temporalmente para, luego del proceso de enfriamiento, ser transferida nuevamente al fluido. De esta forma, la cantidad de calor absorbido de la fuente de calor se reduce, aumentando la eficiencia térmica, la cual iguala la eficiencia de Carnot, la máxima eficiencia teórica de una máquina térmica [3]. La segunda ventaja se tiene debido a que los procesos isentrópicos del ciclo de Carnot son sustituidos por procesos isocóricos, trayendo como consecuencia que el área encerrada en el diagrama P-V, se incrementa, como se observa en la figura 2.2.

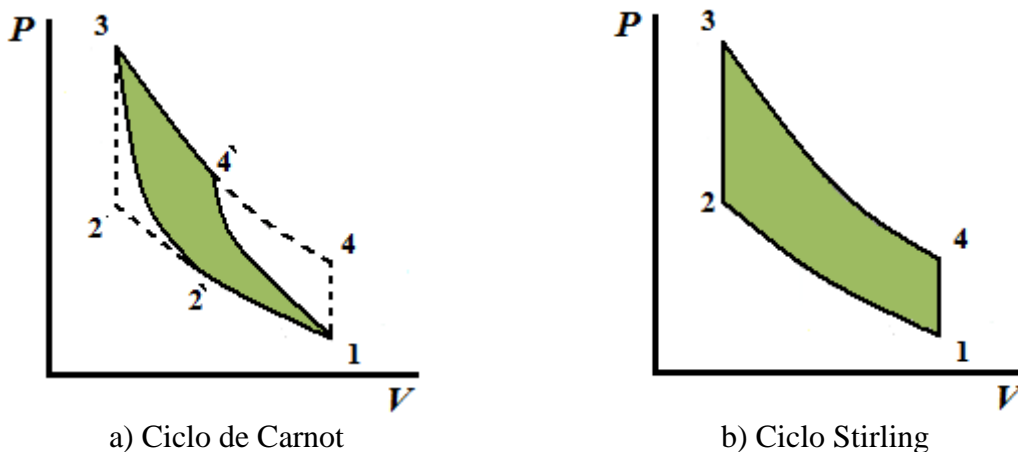


Figura 2.2. Diagrama P-V de los ciclos de Carnot y Stirling. (a) con dos procesos isentrópicos y (b) con dos procesos isocóricos. Fuente: adaptado de [3].

El aumento de área entre un diagrama y otro, bajo los mismos límites de presión, volumen y temperatura, indica que el trabajo disponible es mayor para el ciclo Stirling.

2.1.2. Procesos termodinámicos del ciclo ideal de Stirling

El fluido de trabajo sometido al ciclo ideal de Stirling presenta diferentes procesos termodinámicos en los cuales tiene lugar una transferencia de calor entre el gas y el medio. Al ser un fluido compresible, su volumen varía en función de la presión que se le aplique.

En la figura 2.3 se muestra el proceso de compresión isotérmica del gas a la temperatura inferior, T_{enf} . Durante este proceso se transfiere al sumidero una cantidad de calor, Q_{rech} .

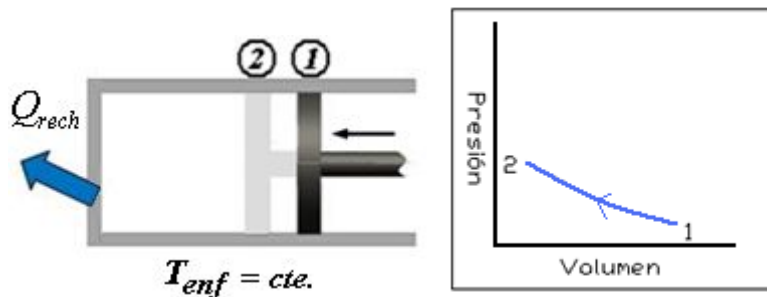


Figura 2.3. Proceso 1-2: Compresión isotérmica. Fuente: adaptado de [3].

En el proceso 2-3 (figura 2.4), el gas absorbe del regenerador una cantidad de calor Q_{reg} y aumenta su temperatura, lo que provoca un aumento de presión.

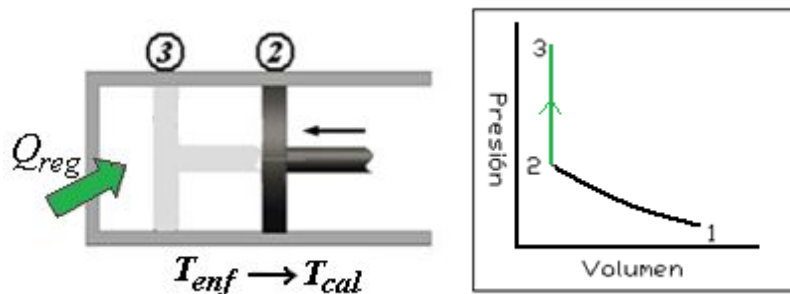


Figura 2.4. Proceso 2-3: Absorción de calor a volumen constante. Fuente: adaptado de [3].

Capítulo 2. Modelos de Cálculo Teóricos de Motores Stirling

El proceso 3-4 es una expansión del gas a alta temperatura, T_{cal} (figura 2.5). Durante este proceso se absorbe una cantidad de calor Q_{sum} de la fuente caliente.

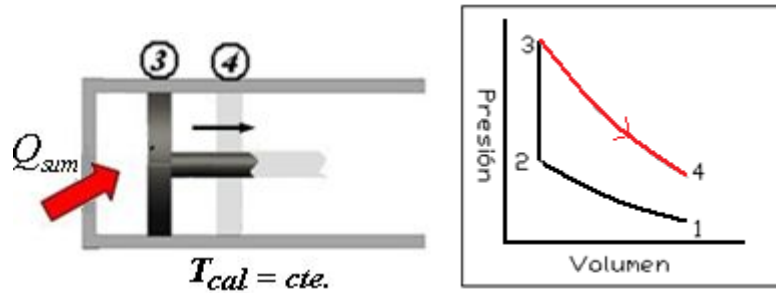


Figura 2.5. Proceso 3-4: Expansión isotérmica. Fuente: adaptado de [3].

La figura 2.6 muestra la última parte del ciclo, donde hay una transferencia de calor Q_{reg} al regenerador a volumen constante, disminuyendo así la temperatura del fluido.

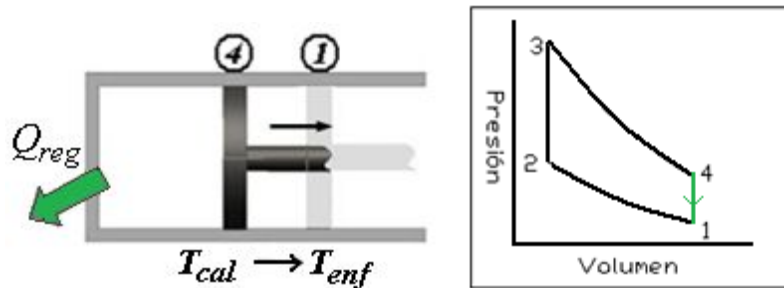


Figura 2.6. Proceso 4-1: Transferencia de calor hacia el regenerador a volumen constante. Fuente: adaptado de [3].

En la práctica, es imposible fabricar una máquina que funcione idealmente. No existen materiales que transfieran a la perfección el calor y tampoco existen sistemas de pistón-cilindro en los que no esté presente la fricción. Todo esto se traduce en pérdidas internas en el motor y en una disminución de la potencia del mismo. Un motor de ciclo ideal de Stirling es una máquina teórica en la que la eficiencia del ciclo es únicamente función de las temperaturas de la fuente y el sumidero:

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2.1)$$

La ecuación (2.1) representa la eficiencia termodinámica del ciclo ideal de Stirling, la cual resulta ser igual a la eficiencia del ciclo de Carnot, consecuencia directa de ser un análisis ideal. La mayor limitante de este análisis es que no ofrece resultados para cualquier instante del ciclo sino únicamente para los puntos finales de cada proceso idealizado, además de que no ofrece datos importantes en cuanto al diseño de un motor concierne; sin embargo este análisis se utiliza para establecer de manera sencilla los límites teóricos bajo los que puede operar el motor.

2.2. Análisis de ciclos prácticos

Un motor Stirling real opera bajo un ciclo cerrado en el que no existen procesos internamente reversibles. En la práctica, el movimiento de los pistones del motor es continuo y las líneas rectas que definen los procesos de compresión y expansión en un diagrama presión-volumen del ciclo ideal de Stirling, son sustituidas por líneas curvas. El ciclo real de un motor Stirling presente en la práctica, queda descrito por el diagrama presión-volumen trazado en función de la posición instantánea del pistón y el desplazador. Este diagrama se denomina diagrama indicado [17] [22]. En la figura 2.7 se muestra un comparativo entre el ciclo ideal de Stirling y el ciclo indicado de un motor Stirling real.

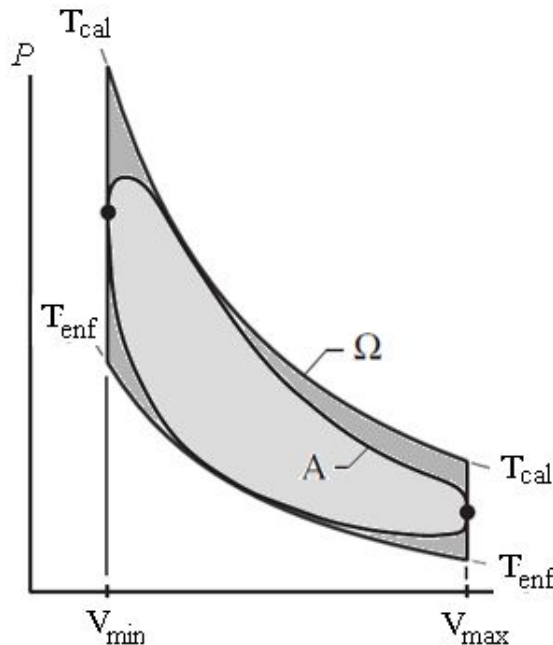


Figura 2.7. Comparación entre el ciclo indicado de un motor real y el ciclo ideal de Stirling a los mismos límites de volumen y temperatura. A) ciclo indicado, Ω) ciclo ideal de Stirling. Fuente: adaptado de [22].

Según Chen y Griffin [4], existen 3 tipos principales de análisis de ciclos prácticos dependiendo de los métodos de solución empleados: primer orden, segundo orden y tercer orden. Los resultados obtenidos de cada uno de ellos tienen diferentes significados y se usan de acuerdo a las necesidades de diseño.

2.2.1. Primer orden o métodos de aproximación de desempeño.

Un análisis de primer orden se utiliza para obtener predicciones acerca del rendimiento del motor. Se parte del cálculo de la potencia de salida por medio de ecuaciones empíricas desarrolladas por Schmidt y Beale [6] [27]. Posteriormente, se utilizan factores de corrección para aproximar los resultados reales con los teóricos. Dentro de los factores de corrección, se engloban las pérdidas ocurridas durante la operación del motor. El principal objetivo de este tipo de análisis es relacionar las dimensiones del motor con la potencia a la salida, de una manera rápida pero sin estudiar a profundidad el funcionamiento del mismo.

2.2.2. Segundo orden o métodos de análisis por separado.

Los análisis de segundo orden consideran que los procesos ocurridos dentro del motor son independientes unos de otros. Se basan en la geometría del motor y la Ley del gas ideal.

Los análisis de segundo orden se dividen en dos sub-tipos dependiendo de la idealización propuesta: análisis isotérmico y análisis adiabático [4], los cuales tienen en común el que se supone una regeneración perfecta, es decir que el fluido de trabajo se encuentra a la misma temperatura que la de la pared del espacio del regenerador que ocupa y no hay transferencia de calor hacia el exterior en esta zona.

Estos modelos permiten obtener una solución para los procesos que implican producción de trabajo y transferencia de calor para cualquier instante del ciclo en función del ángulo de giro del eje del cigüeñal.

2.2.2.1. Análisis isotérmico.

También llamado ciclo de Schmidt [27], considera una variación senoidal de los espacios de compresión y expansión. Esta suposición hace al ciclo de Schmidt más apegado a la realidad que el ciclo ideal de Stirling. Termodinámicamente, toda la entrada de calor hacia el sistema tiene lugar únicamente en el espacio de expansión y todo el rechazo de calor ocurre en el espacio de compresión. Se asume que todo el

espacio de expansión se encuentra a la temperatura de la fuente de calor y que todo el espacio de compresión se mantiene a la temperatura del sumidero. Para que esto sea posible, se debe tener una tasa de transferencia de calor infinita entre las paredes de los cilindros y el fluido de trabajo. Una de las ventajas de este análisis, es que existe una solución en forma cerrada y por esto mismo, el análisis de Schmidt se ha mantenido como el análisis clásico para este tipo de motores.

2.2.2.2. Análisis adiabático.

Un análisis adiabático supone que los espacios de expansión y compresión son adiabáticos, es decir totalmente aislados térmicamente del exterior. Para que esto suceda, la tasa de transferencia de calor entre estos espacios y el exterior debe ser nula y la temperatura de los espacios de compresión y expansión variar en función del proceso de compresión o expansión adiabática que se esté llevando a cabo. A diferencia de un análisis isotérmico, los procesos de entrada y salida de calor tienen lugar únicamente en los espacios de calentamiento y enfriamiento respectivamente.

En general, los análisis adiabáticos de segundo orden presentan mejores resultados que los análisis de segundo orden de tipo isotérmicos; sin embargo, si en estos últimos se toman en cuenta las pérdidas despreciadas por la suposición de una tasa de transferencia infinita de calor entre los espacios de intercambio de calor y el gas, los resultados pueden llegar a ser igual de precisos [27] [29].

2.2.3. Tercer orden o métodos nodales.

Los métodos de tercer orden, consisten en dividir el motor en diversos volúmenes de control o nodos interconectados y plantear las ecuaciones que los rigen. Partiendo de las leyes de conservación y la ecuación de estado del fluido de trabajo, se formulan ecuaciones diferenciales que posteriormente son resueltas con algún método numérico. Los análisis de tercer orden son un intento por considerar todos los procesos que se llevan a cabo dentro de un motor Stirling y proporcionan una simulación del ciclo completo. La principal diferencia con los análisis de segundo orden, es que los mecanismos considerados como independientes, ahora se supone interactúan de manera compleja, es decir, dependen significativamente los unos de los otros. Estos métodos son los más sofisticados, sin embargo de acuerdo con Chen y Griffin [4], no hay evidencia de que presenten mejores resultados que los de métodos de segundo orden.

2.3. Selección del modelo de cálculo

En el presente trabajo se consideró que un análisis de segundo orden es adecuado para cumplir con el objetivo de obtener un modelo teórico del funcionamiento del motor bajo estudio, ya que ofrece resultados confiables; además de esto, para el estudio de un motor tipo Beta, es conveniente usar el modelo isotérmico por las siguientes razones:

- 1) Los espacios de expansión y compresión coinciden con los espacios de calentamiento y enfriamiento respectivamente
- 2) Es posible conocer la presión del fluido de trabajo para cada instante del ciclo.

De lo anterior, 1) implica que la temperatura del espacio de compresión sea igual a la temperatura de enfriamiento y que la temperatura del espacio de expansión sea igual a la temperatura de calentamiento. Para 2) se tiene que de acuerdo con la ecuación de gas ideal, es posible construir un diagrama presión-volumen del ciclo real ó indicado del motor.

Al ser un análisis isotérmico, considera que las temperaturas del gas en cada espacio son constantes y uniformes arrojando resultados en función de dichos valores de temperatura. Si se utilizan las temperaturas de las paredes de los cilindros, los resultados serán iguales a los de un ciclo ideal pues no se consideran pérdidas por el efecto de una transferencia de calor finita; sin embargo, si se realiza por separado un análisis de la transferencia de calor en cada espacio ya sea de calentamiento o enfriamiento, y se aplica el análisis isotérmico en función de los valores de temperatura media efectiva, los resultados del ciclo predecirán en mayor medida el funcionamiento real del motor.

2.3.1. Desarrollo del análisis isotérmico ideal

Como ya se mencionó en 2.2.2.1, este análisis considera un modelo isotérmico, es decir que las temperaturas del gas dentro de las cámaras de trabajo son constantes y uniformes.

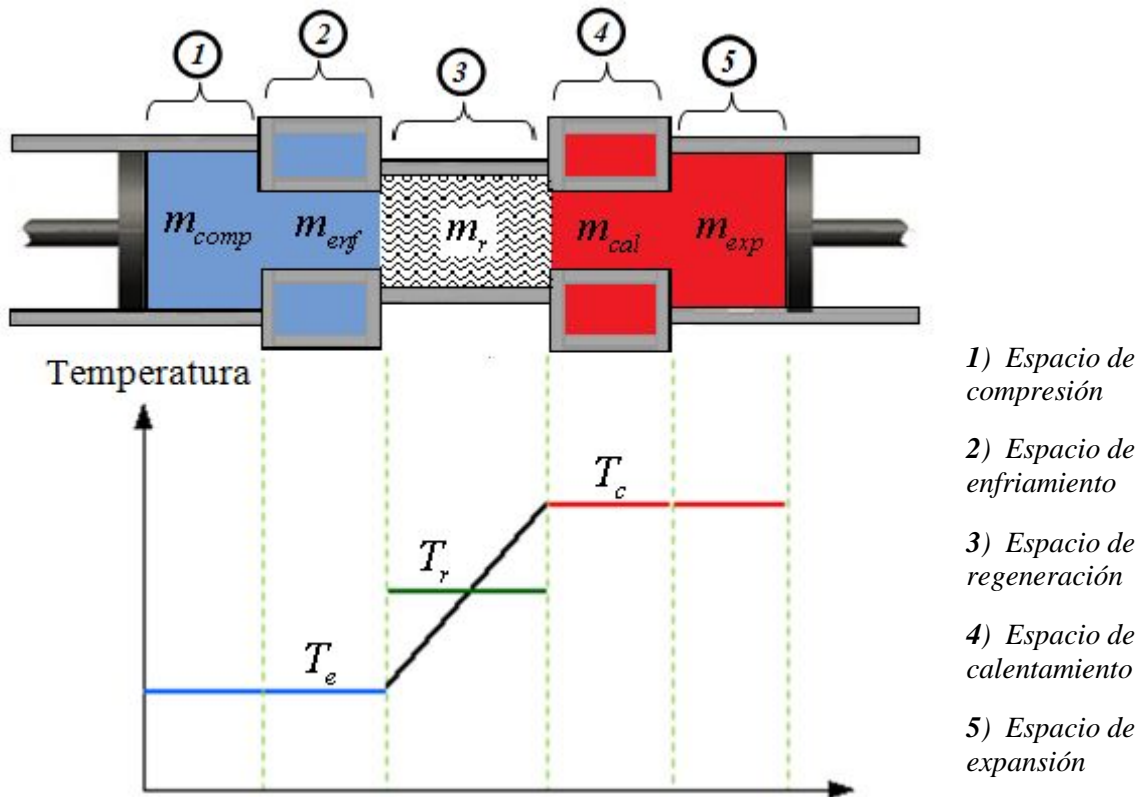


Figura 2. 8. Modelo isotérmico ideal del motor Stirling. Fuente: adaptado de [26].

La figura 2.8 ejemplifica el modelo isotérmico ideal. Se tienen cinco espacios conectados entre sí:

- Espacio de compresión: Volumen barrido por el pistón de potencia cuando el fluido de trabajo se comprime, a la temperatura del sumidero T_e .
- Espacio de enfriamiento: Volumen constante donde se cede calor al exterior. Se encuentra siempre a la misma temperatura del sumidero T_e .
- Espacio del regenerador: En un motor tipo Beta, es el espacio comprendido entre el desplazador y el cilindro. La temperatura T_r varía en función de la posición longitudinal de este espacio.
- Espacio de calentamiento: Espacio donde tiene lugar el suministro de calor hacia el fluido de trabajo. La temperatura es igual a la de la fuente de calor T_c .
- Espacio de Expansión: Volumen barrido por el desplazador tras la expansión del gas al ser suministrado el calor de la fuente. Se encuentra a la misma temperatura de la fuente T_c .

Al despreciar las pérdidas por fugas de gas, la masa M del fluido de trabajo total dentro del motor es constante. Cuando el motor está en funcionamiento, el gas dentro de él fluye de una cámara a otra y la suma algebraica de la masa de cada sub-espacio da el total de la masa dentro del motor:

$$M = m_{comp} + m_{enf} + m_r + m_{cal} + m_{exp} \quad (2.2)$$

La ecuación de estado para un gas ideal, resuelta para la presión es:

$$P = MR(T / V) = MR / (V / T) \quad (2.3)$$

Dada la suposición isotérmica, la razón de volumen entre temperatura de la ecuación (2.3) es igual a la suma de las razones de cada sub-espacio:

$$\frac{V}{T} = \frac{V_{comp}}{T_e} + \frac{V_{enf}}{T_e} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{cal}}{T_c} + \frac{V_{exp}}{T_c} \quad (2.4)$$

Sustituyendo (2.4) en la ecuación (2.3) se tiene una expresión para la presión:

$$P = MR / \left(V_{comp} / T_e + V_{enf} / T_e + V_r / T_r + V_{cal} / T_c + V_{exp} / T_c \right) \quad (2.5)$$

Los parámetros que definen a la ecuación (2.5) son determinados por las condiciones de trabajo del motor y sus dimensiones, a excepción de la temperatura en el regenerador.

2.3.1.1. Temperatura media efectiva en el regenerador

Israel Urieli [26], indica que el perfil de temperaturas en los regeneradores reales es aproximadamente lineal, por lo que la temperatura media efectiva en el regenerador se puede obtener suponiendo un perfil de temperaturas como se muestra en la figura 2.9.

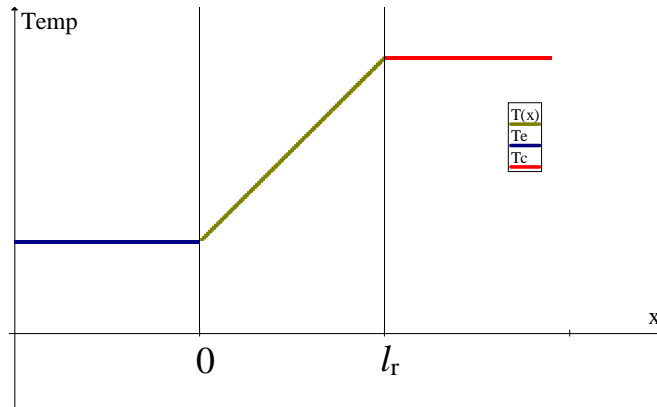


Figura 2.9. Perfil de temperatura lineal en el regenerador. Fuente: adaptado de [26].

Con base en la figura 2.9, las temperaturas en las fronteras del regenerador son iguales a las de los espacios de enfriamiento y de calentamiento, por lo que el perfil de temperaturas en el regenerador está dado por la siguiente expresión:

$$T(x) = T_e + \frac{(T_c - T_e)}{l_r} x \quad (2.6)$$

Donde

l_r longitud del espacio de regeneración.

Por otra parte, la masa total del regenerador es:

$$m_r = \frac{PV_r}{RT_r} \quad (2.7)$$

Donde T_r es la temperatura media efectiva del regenerador. La diferencial de masa del gas en el regenerador es:

$$dm_r = \rho dV_r \quad (2.8)$$

donde

ρ densidad del fluido de trabajo.

Integrando para todo el volumen del regenerador:

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho dV_r \quad (2.9)$$

De la ecuación de gas ideal, la densidad del fluido se define por la siguiente expresión:

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (2.10)$$

donde $T = T(x)$.

El área transversal del regenerador es constante, por lo que el cambio de volumen de fluido que lo atraviesa es:

$$dV_r = A_r dx \quad (2.11)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.6), (2.7), (2.10) y (2.11) en la ecuación (2.9) y resolviendo la integral se obtiene la masa del regenerador como:

$$m_r = \frac{PV_r}{R(T_c - T_e)} \ln\left(\frac{T_c}{T_e}\right) \quad (2.12)$$

Definiendo a la temperatura media efectiva al igualar las ecuaciones (2.7) y (2.12):

$$T_r = (T_c - T_e) / \ln(T_c / T_e) \quad (2.13)$$

La ecuación (2.13) proporciona una expresión para evaluar la temperatura media efectiva en el regenerador, en función de T_e y T_c .

Sustituyendo la ecuación (2.13) en la ecuación (2.5) se obtiene una expresión para determinar la presión instantánea del ciclo en función de los volúmenes instantáneos de compresión y expansión V_{comp} y V_{exp} :

$$P = mR / \left(V_{comp} / T_e + V_{enf} / T_e + \frac{V_r \ln(T_c / T_e)}{(T_c - T_e)} + V_{cal} / T_c + V_{exp} / T_c \right) \quad (2.14)$$

2.3.1.2. Análisis energético

Considérese el sub-espacio mostrado en la figura 2.10, la cual muestra un volumen de control generalizado, que puede ser un espacio de trabajo (expansión ó compresión) ó un espacio de intercambio de calor (calentamiento ó enfriamiento).

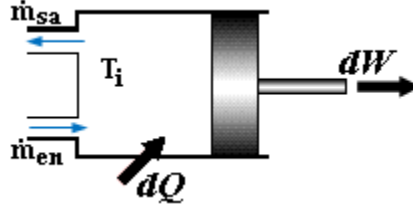


Figura 2.10. Volumen de control generalizado en el análisis isotérmico.

Fuente: adaptado de [26].

Despreciando los términos cinético y potencial, la energía sólo se puede transferir por calor, trabajo y entalpía por medio de un flujo másico. De acuerdo con la Primera Ley de la Termodinámica, la forma de tasa del balance de energía es [26]:

$$\dot{Q}_{entrada} - \dot{W}_{salida} + \dot{m}_{en} h_{en} - \dot{m}_{sal} h_{sal} = dU/dt \quad (2.15)$$

o en forma de diferenciales:

$$dQ + h_{en} dm_{en} - h_{sa} dm_{sa} = dW + dU \quad (2.16)$$

Dada la suposición isotérmica, la entalpía de la masa a la entrada del volumen de control, tiende a ser igual a la entalpía de la masa a la salida ($h_{en} = h_{sal} = h$); por otra parte, la diferencia entre la masa que entra al sistema y la masa que sale del mismo, es igual a la acumulación de masa dentro del volumen de control ($m_{en} - m_{sa} = dm$):

$$dQ = dW + dU - hdm \quad (2.17)$$

El calor transferido por ciclo hacia el fluido de trabajo viene dado por la integral cíclica de la ecuación (2.17):

$$\oint dQ = \oint dW + \oint dU - \oint hdm \quad (2.18)$$

Una vez alcanzada la operación estable del motor, las condiciones del fluido de trabajo para cada volumen de control, al inicio y al final del ciclo son las mismas, por lo que el cambio en la masa, así como de la energía interna de cada sub-espacio

son iguales a cero para un ciclo completo. La ecuación (2.18) se reduce a la siguiente expresión:

$$\oint dQ = \oint dW \quad (2.19)$$

De esta manera, para cada espacio de trabajo dentro del motor Stirling:

$$Q_{exp} = W_{exp} \quad (2.20)$$

$$Q_{comp} = W_{comp} \quad (2.21)$$

Para los espacios de calentamiento y enfriamiento donde no existe trabajo alguno:

$$Q_{enf} = 0 \quad (2.22)$$

$$Q_{cal} = 0 \quad (2.23)$$

Para el caso del regenerador ideal, donde no existe transferencia de calor desde o hacia el entorno:

$$Q_r = 0 \quad (2.24)$$

El trabajo total realizado por ciclo es igual a la suma del trabajo de compresión y el trabajo de expansión.

$$W_n = W_{exp} + W_{comp} \quad (2.25)$$

Para un ciclo completo, la expresión para evaluar el trabajo de compresión es:

$$W_{comp} = \oint PdV_{comp} = \int_0^{2\pi} P \frac{dV_{comp}}{d\theta} d\theta \quad (2.26)$$

Similarmente, para el trabajo de expansión:

$$W_{exp} = \oint PdV_{exp} = \int_0^{2\pi} P \frac{dV_{exp}}{d\theta} d\theta \quad (2.27)$$

Por lo que el trabajo neto es:

$$W_n = \int_0^{2\pi} P \frac{dV_{comp}}{d\theta} d\theta + \int_0^{2\pi} P \frac{dV_{exp}}{d\theta} d\theta \quad (2.28)$$

Las ecuaciones (2.22) y (2.23) implican que el espacio de calentamiento, así como el de enfriamiento son redundantes pues no hay interacción de calor entre ellos y el exterior, consecuencia directa de la suposición de un modelo isotérmico. Lo anterior indica que todo el calor se suministra en el espacio de expansión y todo el calor rechazado proviene del espacio de compresión. Este resultado tiene sentido cuando se habla de un motor tipo Beta en el que los procesos de calentamiento y expansión suceden en el mismo espacio, y de manera similar, los procesos de enfriamiento y compresión comparten el mismo espacio dentro del motor.

2.3.2. Análisis de Schmidt

Berchowitz y Urieli [27], publican un análisis hecho en 1871 por Gustav Schmidt, quien propuso un modelo con el cual obtuvo una solución cerrada a las ecuaciones formuladas en el análisis isotérmico, suponiendo una variación de manera senoidal de los volúmenes en el motor (figura 2.11).

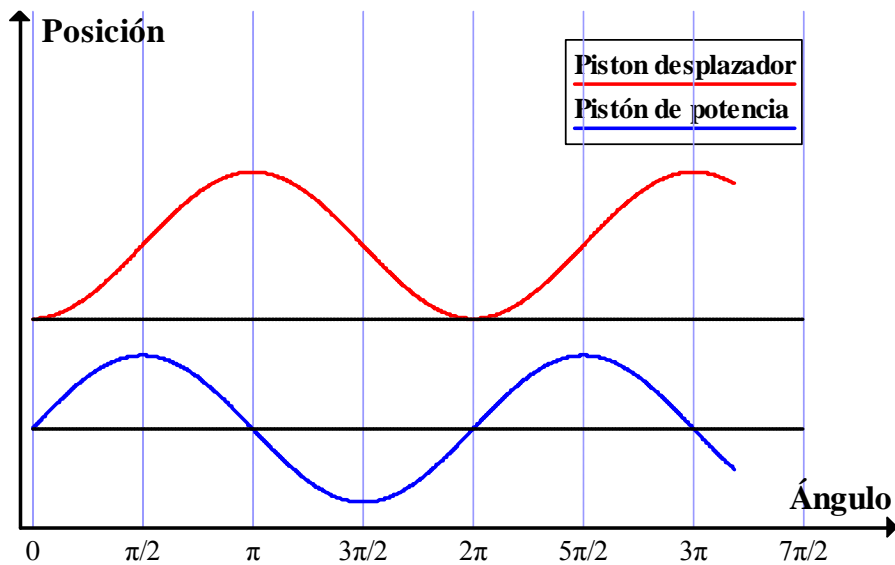


Figura 2.11. Diagrama de movimiento senoidal de los pistones para un motor con desfase de 90° ($\pi/2$). Fuente: adaptado de [27].

Capítulo 2. Modelos de Cálculo Teóricos de Motores Stirling

Las variaciones de los espacios de compresión y expansión son, respectivamente:

$$V_{comp} = Vm_{comp} + 0.5Vb_{comp} (1 + \cos \theta) \quad (2.29)$$

$$V_{exp} = Vm_{exp} + 0.5Vb_{exp} (1 + \cos(\theta + \alpha)) \quad (2.30)$$

Donde:

Vm_{comp} volumen muerto del espacio de compresión

Vm_{exp} volumen muerto del espacio de expansión

Vb_{comp} volumen barrido por el pistón de potencia

Vb_{exp} volumen barrido por el desplazador

Las ecuaciones (2.29) y (2.30) implican la posibilidad de obtener una solución cerrada del funcionamiento de un motor Stirling.

Schmidt define tres parámetros en los que engloba las características físicas que permanecen constantes durante la operación del motor:

$$c = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{Vb_{exp}}{T_c} \right)^2 + 2 \frac{Vb_{exp} Vb_{comp}}{T_c T_e} + \left(\frac{Vb_{comp}}{T_e} \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (2.31)$$

$$s = \left[\frac{Vb_{comp}}{2T_e} + \frac{Vm_{comp}}{T_e} + \frac{V_r \ln(T_c/T_e)}{(T_c - T_e)} + \frac{Vm_{exp}}{T_c} + \frac{Vb_{exp}}{2T_c} \right], \quad (2.32)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{Vb_{exp} \sin(\alpha) T_c}{Vb_{exp} \cos(\alpha) T_c + Vb_{comp} / T_e} \right) \quad (2.33)$$

$$b = c / s \quad (2.34)$$

Las presiones máxima y mínima del ciclo son:

$$P_{\max} = \frac{MR}{s(1-b)} \quad (2.35)$$

$$P_{\min} = \frac{MR}{s(1+b)} \quad (2.36)$$

Derivando las ecuaciones (2.29) y (2.30) y sustituyendo en (2.26) y (2.27) respectivamente, se obtienen ecuaciones para determinar los trabajos de compresión y expansión por ciclo:

$$W_{\text{comp}} = \pi V b_{\text{comp}} P_{\text{med}} \text{sen } \beta \left(\sqrt{1-b^2} - 1 \right) / b \quad (2.37)$$

$$W_{\text{exp}} = \pi V b_{\text{exp}} P_{\text{med}} \text{sen}(\beta - \alpha) \left(\sqrt{1-b^2} - 1 \right) / b \quad (2.38)$$

La presión media del ciclo, se puede expresar como:

$$P_{\text{med}} = \sqrt{P_{\max} \cdot P_{\min}} = MR / \left(s \sqrt{1-b^2} \right) \quad (2.39)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.37) y (2.38) en la ecuación (2.28), el trabajo neto por ciclo se define como:

$$W_n = \pi P_{\text{med}} \left[V b_{\text{exp}} \text{sen}(\beta - \alpha) + V b_{\text{comp}} \text{sen} \beta \right] \left(\sqrt{1-b^2} - 1 \right) / b \quad (2.40)$$

La eficiencia térmica es igual al cociente del trabajo neto entre el calor suministrado al motor:

$$\eta = W_n / Q_{\text{exp}} = (W_{\text{exp}} + W_{\text{comp}}) / W_{\text{exp}} \quad (2.41)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.38) y (2.40) en (2.41) se define a la eficiencia termodinámica del ciclo como:

$$\eta = 1 + \frac{Vb_{comp} \operatorname{sen} \beta}{Vb_{exp} \operatorname{sen}(\beta - \alpha)} = 1 - \frac{Vb_{comp}}{Vb_{exp}} \left(\frac{\tan \beta}{\operatorname{sen} \alpha - \tan \beta \cos \alpha} \right) \quad (2.42)$$

Por último, simplificando la ecuación (2.42) se obtiene la siguiente expresión:

$$\eta = 1 - \frac{T_e}{T_c} \quad (2.43)$$

El análisis de Schmidt está basado en el modelo isotérmico ideal, por lo que como era de esperarse, la eficiencia encontrada en la ecuación (2.43) es igual a la eficiencia del ciclo ideal de Stirling (ecuación 2.1). La eficiencia obtenida del análisis isotérmico es únicamente función de las temperaturas de la fuente y sumidero que se suponen igual a la temperatura del gas en los espacios de calentamiento y enfriamiento. Sin embargo, si se sustituyen las temperaturas de fuente y sumidero por temperaturas medias efectivas calculadas al tomar en cuenta los efectos de una transferencia de calor finita entre los espacios de intercambio de calor y el fluido de trabajo, los resultados arrojados por el ciclo isotérmico se aproximarán en gran medida a los del ciclo real o indicado del motor bajo estudio.

La principal ventaja de un análisis isotérmico, es que existe una solución en forma cerrada del ciclo. De acuerdo con Chen y Griffin [4], la aproximación de este modelo ofrece los mejores resultados cuando se aplica a motores que operan a bajas frecuencias (menores a 60 ciclos/segundo) [29]. El motor Stirling objeto de este estudio, es una máquina de pequeña escala, por lo que se espera que la frecuencia de funcionamiento sea relativamente baja. En el capítulo siguiente se presenta una descripción detallada de dicho motor, con el fin de identificar los parámetros importantes de su geometría y la función de los elementos que lo conforman, así como un análisis para determinar el modelo termodinámico del mismo.

CAPÍTULO 3

FABRICACIÓN DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA Y DESARROLLO DE SU MODELO TERMODINÁMICO

En el presente capítulo se presenta un motor Stirling tipo Beta. Mediante un programa de CAD/CAM, se realizó un prototipo virtual del motor con base en los planos de fabricación del modelo Stirling Silver II. En seguida se presenta el modelo físico construido y se identifican los parámetros más significativos de su geometría. Posteriormente, se muestra el análisis realizado de la transferencia de calor en los intercambiadores de calor y se presenta la metodología propuesta para obtener el modelo termodinámico del motor bajo estudio.

3.1. Motor Stirling Silver II

El modelo físico bajo estudio es el motor Stirling Silver II, cuyos planos de fabricación son presentados por Roy Darlington y Keith Strong en [5]

El motor Stirling Silver II es del tipo Beta. En la figura 3.1 se muestra el ensamble general del mismo.

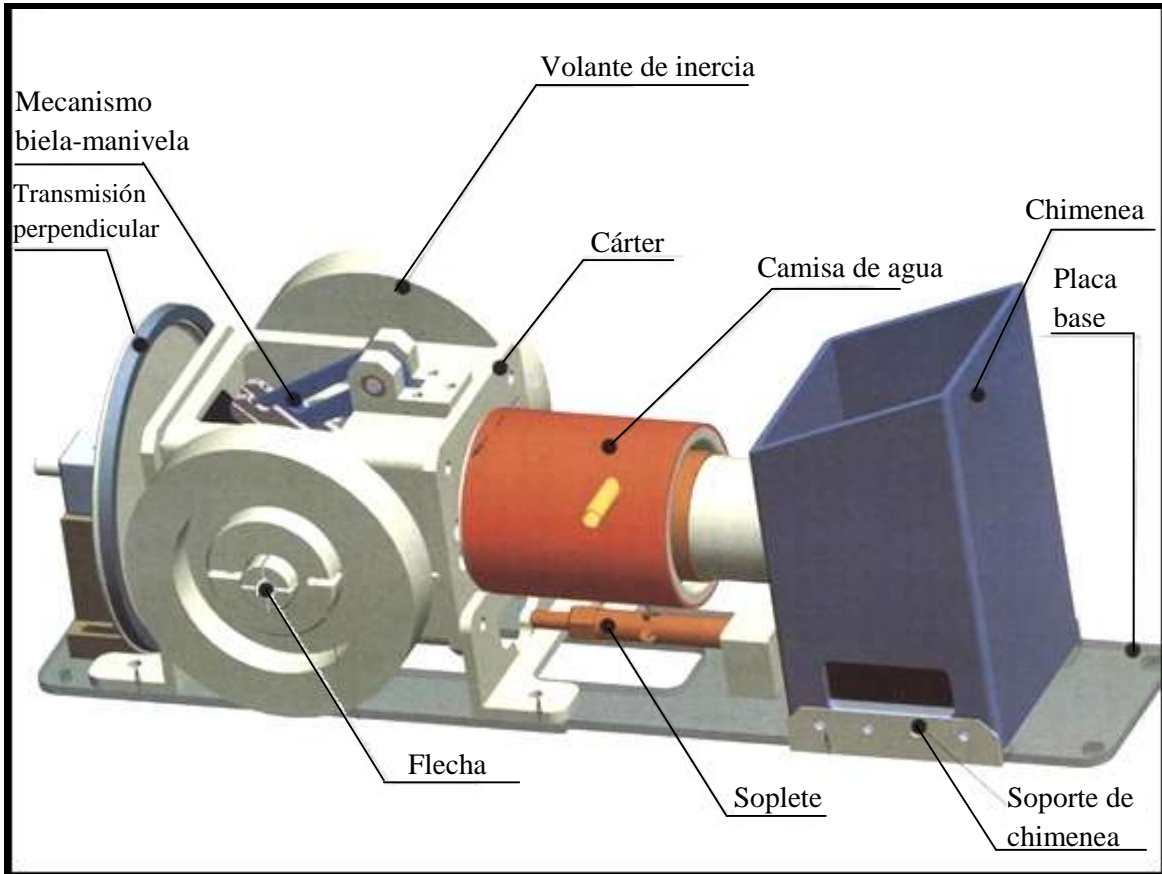


Figura 3.1. Ensamble general del motor Stirling Silver II. Fuente: [5].

En el anexo I se muestra listado de las piezas originales que conforman dicho motor; mencionaremos las piezas principales englobándolas en cuatro diferentes grupos dependiendo la función que desempeñan en la máquina. De esta forma, tenemos:

- Cárter
- Mecanismo biela-manivela de los pistones
- Cilindro
- Volante de inercia

Cárter

La función del cárter (figura 3.2) es dar protección al mecanismo formado por bielas y eslabonamientos del pistón, así como también servir de soporte para los balancines, el cilindro y el cigüeñal.

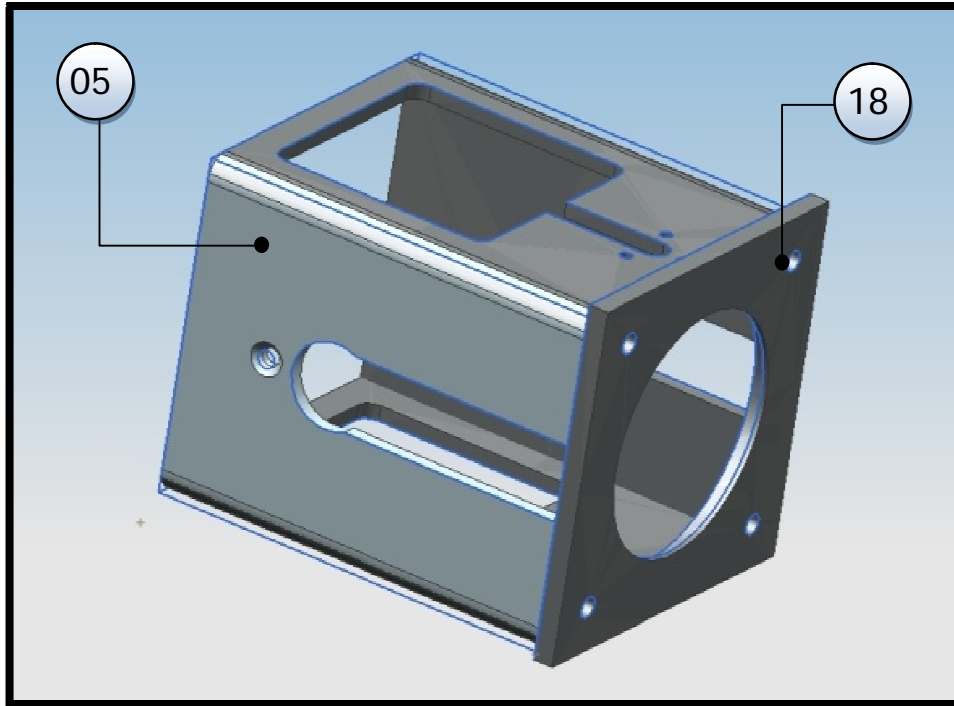


Figura 3.2. Cárter del motor. Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Fuente: elaboración propia.

La tabla 3.1 nos muestra las piezas que conforman el cárter. La carcasa es la parte principal y de mayor tamaño.

| No. pieza | Nombre |
|------------------|--------------------------|
| 05 | Carcasa del cárter |
| 18 | Placa frontal del cárter |

Tabla 3.1. Piezas que conforman el cárter.

Mecanismos pistón-biela-manivela

Una biela es una pieza que tiene como función transmitir movimiento a otro elemento mecánico. La biela del pistón de potencia está enlazada en un extremo a la horquilla del mismo y en el otro extremo al balancín del cigüeñal. Por otra parte, el eslabón balancín-biela de desplazamiento está unido con el desplazador en un extremo y con el balancín en el otro. Mediante el eslabonamiento se consigue un

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

mecanismo biela-manivela. En la tabla 3.2 se listan las piezas que conforman esta parte del motor.

| No. pieza | Nombre |
|-----------|--|
| 02 | Eslabón biela-balancín |
| 06 | Biela del pistón de potencia |
| 21 | Eslabón balancín-biela de desplazamiento |
| 22 | Balancín |
| 23 | Cigüeñal |

Tabla 3.2. Piezas del mecanismo biela-manivela

La función principal del mecanismo biela-manivela (figura 3.3) es la de transformar el movimiento lineal de los pistones en un movimiento rotativo. En el caso de un motor Stirling, el movimiento lineal de los pistones (figura 3.4) producido por la expansión y compresión del fluido al calentarse y enfriarse respectivamente, es convertido en el movimiento rotativo de la flecha del motor mediante un mecanismo de este tipo [16]. El balancín cumple la función de limitar y dirigir el desplazamiento de las bielas del desplazador, de tal manera que se consiga el desfaseamiento entre el movimiento del pistón y el desplazador.

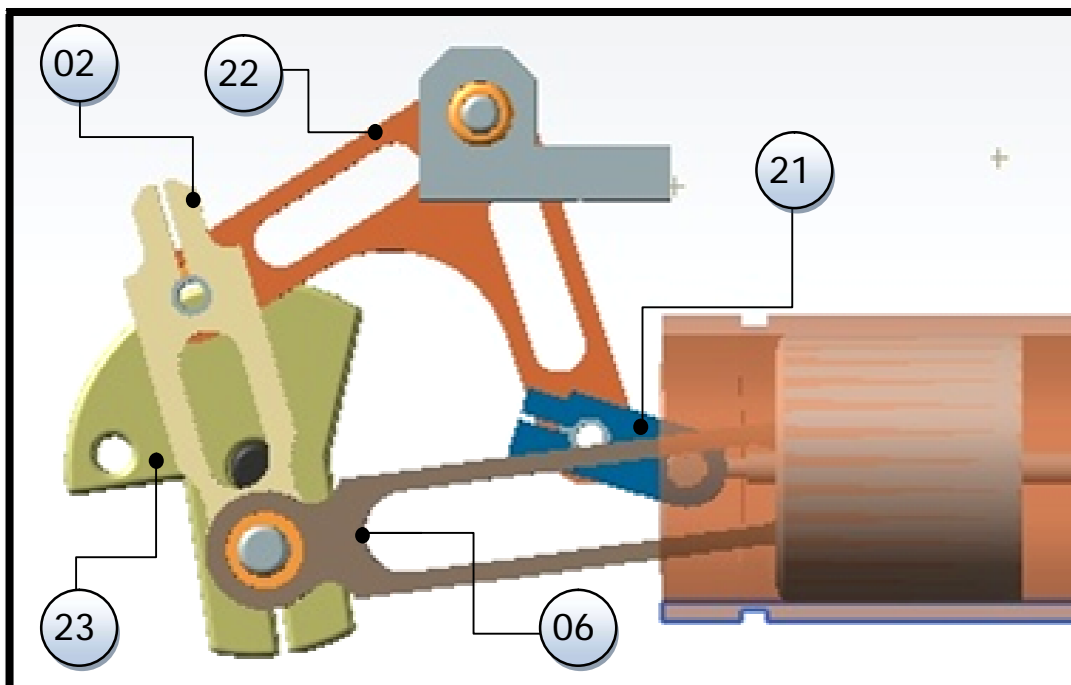


Figura 3.3. Ensamble del mecanismo biela-manivela. . Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Fuente: elaboración propia.

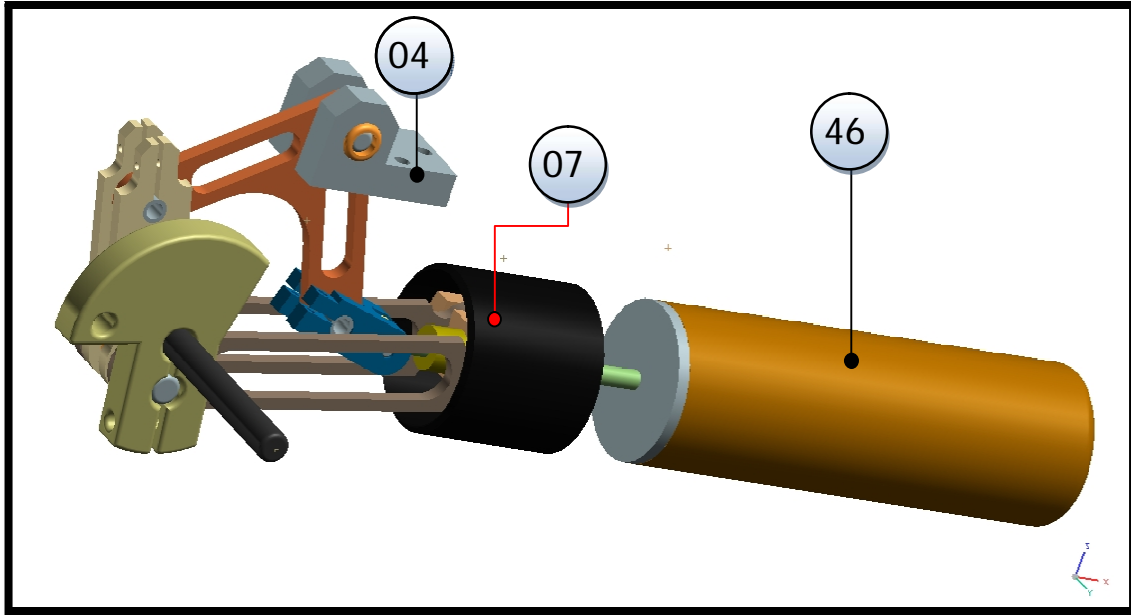


Figura 3.4. Ensamble del mecanismo pistón-biela-manivela. Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Fuente: elaboración propia.

Cilindro

El cilindro es la parte donde se encuentra confinado el fluido de trabajo. En un motor tipo Beta, sólo se tiene un cilindro dentro del cual se llevan a cabo los procesos de calentamiento y enfriamiento, por esto mismo esta pieza está en contacto con la fuente de calor en un extremo y el otro extremo debe mantenerse siempre a temperatura menor. En este motor en particular, la zona de calentamiento y la zona de enfriamiento están formadas por dos cilindros: el de calentamiento y el de enfriamiento (figura 3.5). Estos están ensamblados para formar una sola pieza a la cual se le denomina únicamente *cilindro* (figura 3.6).

Para asegurar que se tenga una transferencia de calor efectiva en la zona de enfriamiento se emplea un sistema de refrigeración por medio del flujo de agua. La camisa de agua cumple con la función de distribuir agua proveniente de este flujo, permitiendo que entre en contacto con toda la parte exterior del cilindro de potencia. Los sellos y el anillo de goma sellan el espacio de la camisa. Las piezas de esta parte del motor se muestran en la tabla 3.3.

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

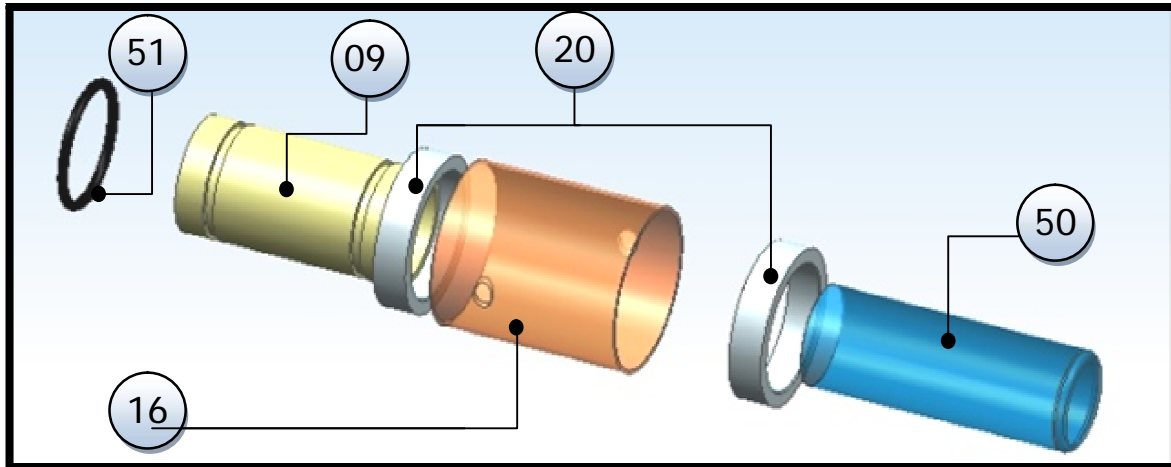


Figura 3.5. Vista explosionada del cilindro. Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Fuente: elaboración propia.

| No. pieza | Nombre |
|-----------|---------------------------|
| 09 | Cilindro de enfriamiento |
| 16 | Camisa de agua |
| 20 | Sellos de camisa de agua |
| 50 | Cilindro de calentamiento |
| 51 | O-ring |

Tabla 3.3. Elementos del cilindro

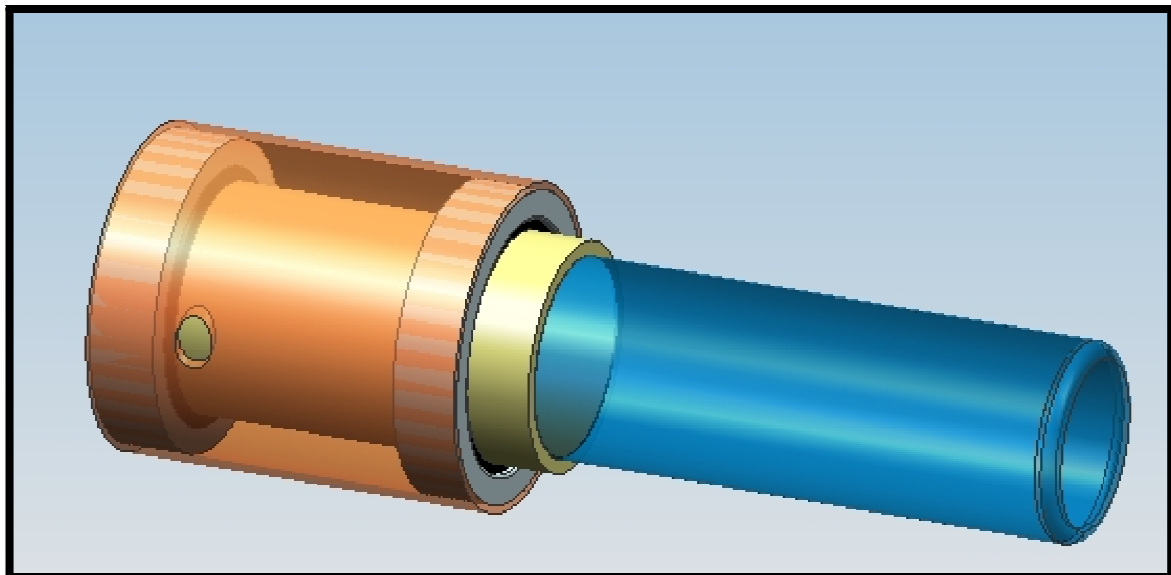


Figura 3.6. Ensamble del cilindro. Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Fuente: elaboración propia.

Volante de inercia

El volante de inercia (figura 3.7) es un disco de un peso relativamente grande que se encuentra unido al eje del cigüeñal. Al poner en marcha el motor, el volante de inercia se opone al movimiento de tal forma que la transición del reposo del eje del cigüeñal a la velocidad de operación sea suavemente. La inercia que aporta este elemento es una energía almacenada; una vez que el par ha cesado, la energía se cede al sistema propiciando que la velocidad del motor disminuya gradualmente.

En la tabla 3.4 se tiene el volante de inercia, eje del cigüeñal y el cigüeñal mismo.

| No. pieza | Nombre |
|-----------|-------------------------------------|
| 03 | Volante de inercia |
| 23 | Cigüeñal |
| 44 | Eje del cigüeñal o flecha del motor |

Tabla 3.4. Volante de inercia

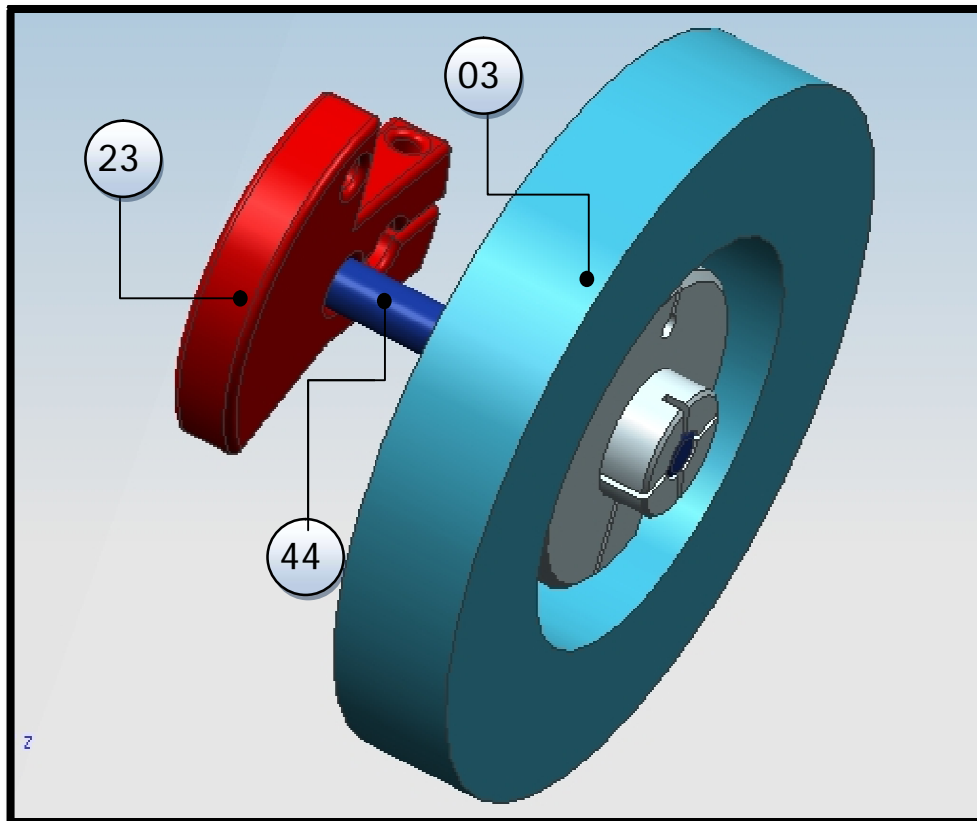


Figura 3.7. Volante de inercia y cigüeñal. Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Fuente: elaboración propia.

3.2. Construcción del motor Stirling Silver II.

El motor Stirling Silver II construido se muestra en la figura 3.8. Su construcción y el ensamble de las piezas se llevó a cabo con base a los planos y especificaciones del diseñador [5]. El modelo original presenta dos volantes de inercia los cuales sirven para conducir hacia adelante y en reversa un pequeño navío a control remoto. Para fines de caracterización térmica sólo fue necesario construir un volante de inercia (figura 3.9).

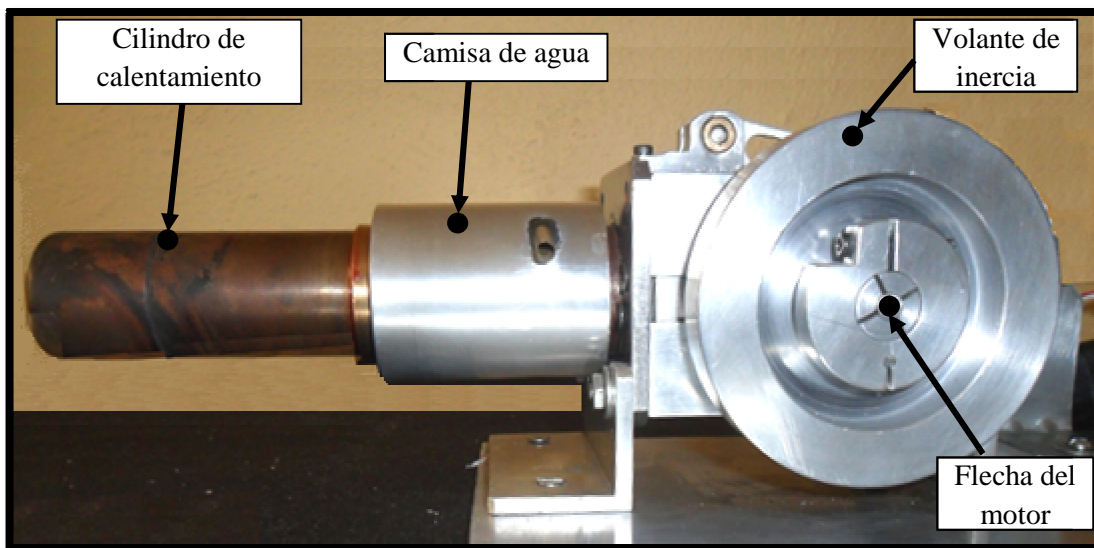


Figura 3.8. Motor Stirling Silver II construido. Fuente: elaboración propia.

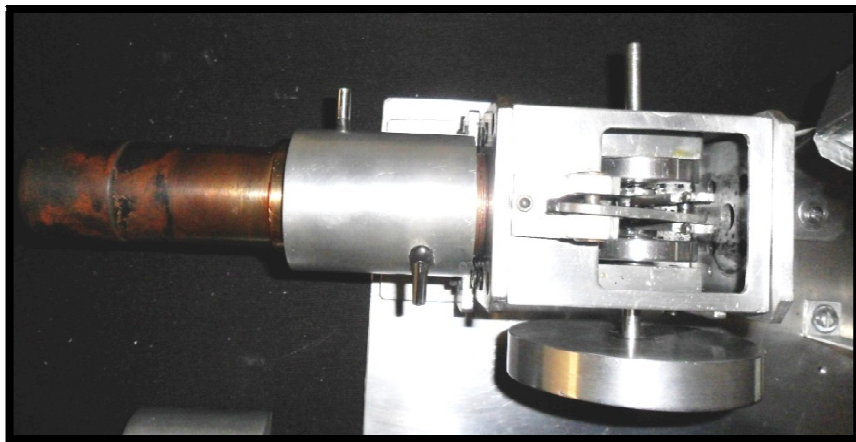


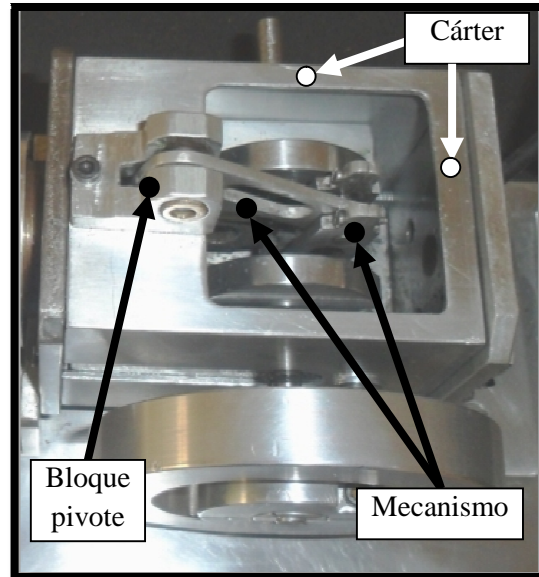
Figura 3.9. Vista superior del motor. Fuente: elaboración propia.

Dentro del cárter se encuentra dispuesto el mecanismo que conduce el movimiento alternativo de los pistones hacia el cigüeñal y el giro del eje ó flecha del motor

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

(figura 3.10). El material con el que fueron construidos todos los elementos que conforman el mecanismo fue una aleación de Aluminio 6063.

El material que se tenía disponible para maquinar el cilindro fue bronce estándar, a diferencia de Acero Inoxidable 303 que fue utilizado para este elemento en el motor original (figura 3.11).



*Figura 3.10. Elementos del cárter y mecanismo del motor Stirling Silver II.
Fuente: elaboración propia.*



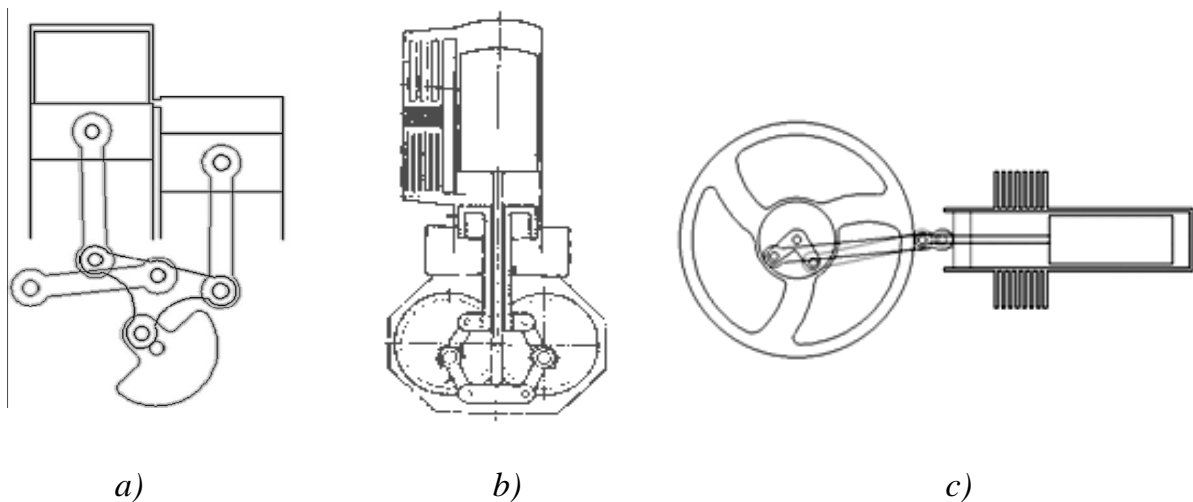
*Figura 3.11. Vista del cilindro construido de bronce estándar.
Fuente: elaboración propia.*

3.3. Movimiento alternativo de los pistones.

Existen diferentes tipos de mecanismos conductores del movimiento para motores Stirling y cada motor tiene el suyo en particular. De acuerdo con Martini [15], se distinguen algunos tipos de mecanismos conductores:

- Conducido por balancín
- Conductor rómbico
- Conducido por cigüeñal

En la figura 3.12 se pueden observar las configuraciones de cada uno de estos mecanismos. A través de ellos, el movimiento alternativo del pistón es transformado en un movimiento circular uniforme del eje del motor.



*Figura 3.12. Diferentes mecanismos de conducción de motores Stirling.
a) mecanismo conducido por balancín, b) mecanismo conductor rómbico, c) mecanismo conducido por el cigüeñal. Fuente: [9] y [15].*

En general, se encuentra presente la interacción biela-manivela-pistón. Los pistones se mueven alternando la dirección de su movimiento desde el punto muerto inferior (PMI) y el punto muerto superior (PMS); la distancia entre estos dos puntos es la carrera del pistón (figura 3.13).

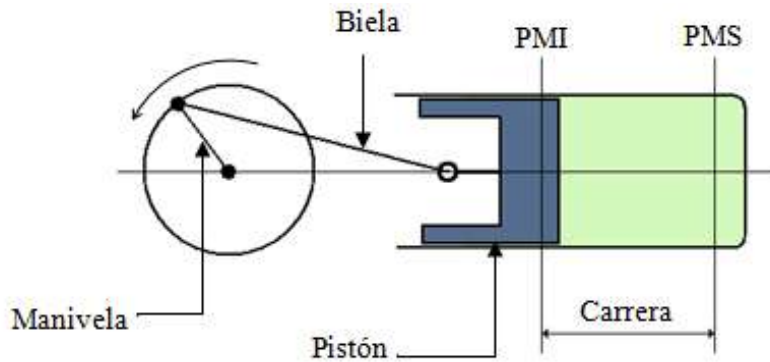


Figura 3.13. Representación del mecanismo pistón- biela- manivela.
Fuente: adaptado de [22]

3.3.1. Volúmenes instantáneos de compresión y expansión

Durante un ciclo completo de operación del motor, los volúmenes de trabajo varían en función del ángulo del eje del cigüeñal. En la figura 3.14 se presentan esquemáticamente los volúmenes de trabajo dentro de un motor Stirling tipo Beta. Para esta variante de motor Stirling, los volúmenes de calentamiento y enfriamiento coinciden con los volúmenes de expansión y compresión y no hay espacio muerto, es decir espacio vacío en el que no existan procesos que impliquen trabajo o transferencia de calor.

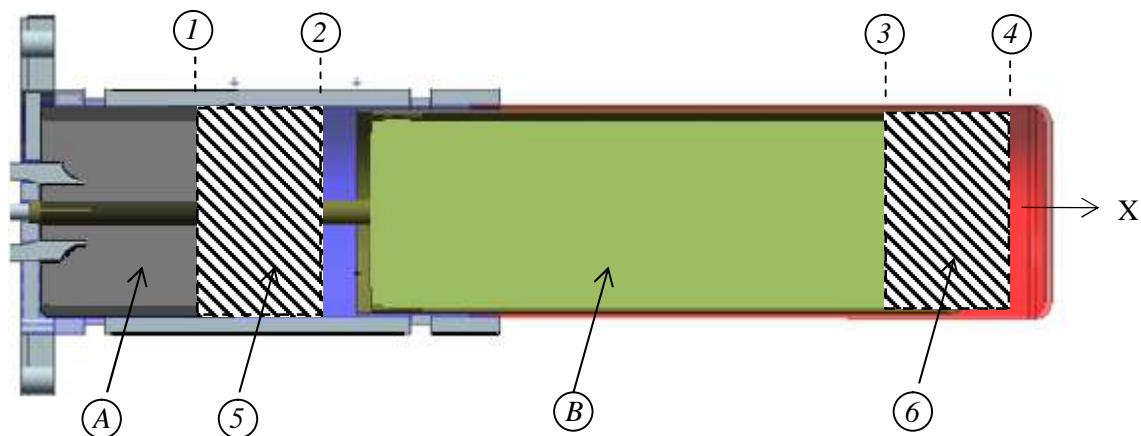


Figura 3.14. Volúmenes de trabajo: A) pistón de potencia, B) desplazador, 1) PMI del pistón de potencia, 2) PMS del pistón de potencia, 3) PMI del desplazador, 4) PMS del desplazador, 5) volumen de compresión, 6) volumen de expansión.

Fuente: elaboración propia

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

Los volúmenes de intercambio de calor se muestran en la figura 3.15. Existe un volumen muerto dentro del espacio de compresión en el que el pistón de potencia no realiza ningún trabajo; sin embargo, para la configuración de un motor tipo beta, en este espacio muerto se lleva a cabo un rechazo de calor hacia el sumidero, por lo que se considerará como parte del volumen de enfriamiento. De igual forma se tiene que el volumen muerto de expansión es un volumen destinado únicamente al calentamiento del gas.

El volumen de regeneración, es el espacio anular entre la superficie exterior del desplazador y la superficie interior del cilindro.

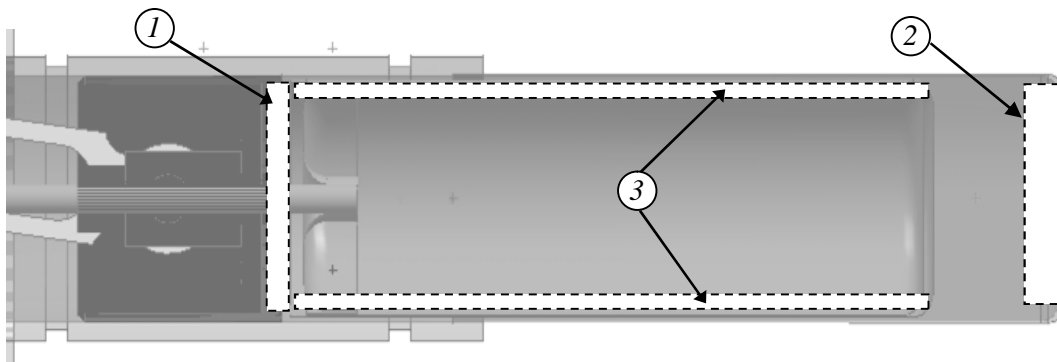


Figura 3.15. Volúmenes de intercambio de calor únicamente: 1) volumen de enfriamiento, 2) volumen de calentamiento, 3) volumen de regeneración. Fuente: elaboración propia.

Los volúmenes de interés del modelo físico bajo estudio se muestran en la tabla 3.5 y en la figura 3.16 se muestra la variación de los volúmenes instantáneos del motor Stirling Silver II en función del ángulo del cigüeñal al aplicar las ecuaciones senoidales presentadas en el apartado 2.3.2.

| Volúmenes fijos [cc] | | Volúmenes de trabajo [cc] | |
|----------------------|--------|---------------------------|-------|
| $V_{m_{enf}}$ | 0.0661 | $V_{b_{comp}}$ | 17.45 |
| $V_{m_{cal}}$ | 1.03 | $V_{b_{exp}}$ | 15.74 |
| V_r | 6.25 | | |

Tabla 3.5 Volúmenes de interés presentes en el motor Stirling Silver II. Obtenidos del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II.

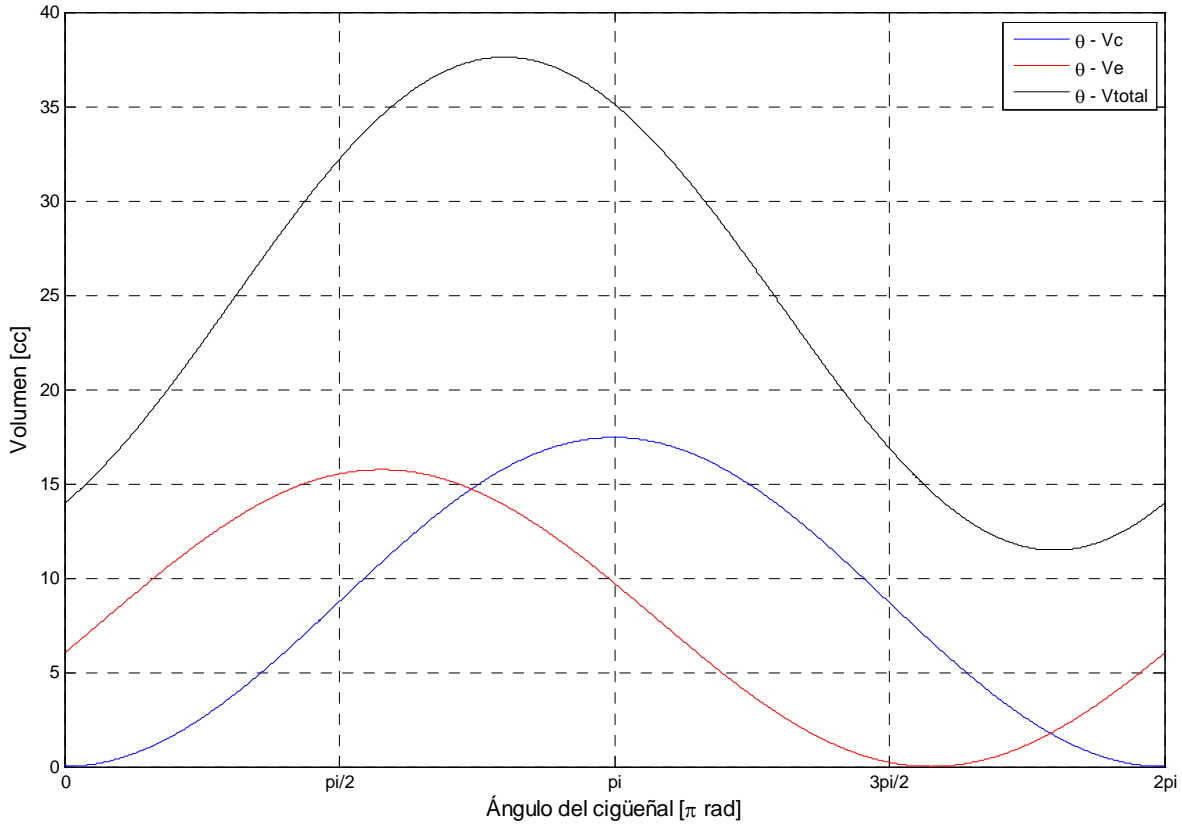


Figura 3.16. Variación de los volúmenes instantáneos en función del ángulo del cigüeñal del motor Stirling Silver II. Diagrama obtenido suponiendo una variación senoidal de los espacios de compresión y expansión.

3.4. Balance de energía del cilindro del motor Stirling Silver II.

Para un ciclo completo de operación del motor en estado estable, se tiene que los estados inicial y final son los mismos por lo que no hay cambio en la energía del sistema [3]. Haciendo un balance de energía de la parte de conversión de la energía del motor, se tiene que las entradas y salidas de energía se presentan únicamente en forma de calor y trabajo, por lo que la ecuación que representa el balance de energía de esta parte del motor se expresa de la siguiente manera:

$$Q_{fuente} + W_{comp} = Q_{agua} + W_{exp} + Q_{perd,amb} \quad (3.1)$$

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

donde:

| | |
|----------------|--|
| Q_{fuente} | calor procedente de la fuente [W] |
| Q_{agua} | calor rechazado por el agua de enfriamiento [W] |
| $Q_{perd,amb}$ | calor transferido al ambiente [W] |
| $W_{ind,comp}$ | trabajo de compresión del ciclo indicado [W] |
| $W_{ind,exp}$ | trabajo de expansión del ciclo indicado [W] |

Al multiplicar ambos lados de la ecuación (3.1) por la frecuencia del ciclo se obtienen valores de flujo de calor y potencia:

$$\dot{Q}_{fuente} + \dot{W}_{comp} = \dot{Q}_{agua} + \dot{W}_{exp} + \dot{Q}_{perd,amb} \quad (3.2)$$

En la figura 3.17 se ejemplifica los procesos que tienen lugar dentro del cilindro del motor. Aparentemente, la única entrada de energía al sistema es por medio del flujo de calor procedente de la fuente, sin embargo la potencia indicada involucra el término de potencia de compresión, la cual es también un flujo de energía aplicado al sistema.

$$\dot{W}_{ind} = \dot{W}_{ind,exp} - \dot{W}_{ind,comp} \quad (3.3)$$

donde:

| | |
|----------------------|-----------------------------|
| \dot{W}_{ind} | potencia indicada [W] |
| $\dot{W}_{ind,exp}$ | potencia de expansión [W] |
| $\dot{W}_{ind,comp}$ | potencia de compresión [W] |

Sustituyendo la ecuación (3.3) en (3.2) y reordenando se tiene:

$$\dot{Q}_{fuente} = \dot{Q}_{agua} + \dot{Q}_{perd,amb} + \dot{W}_{ind} \quad (3.4)$$

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

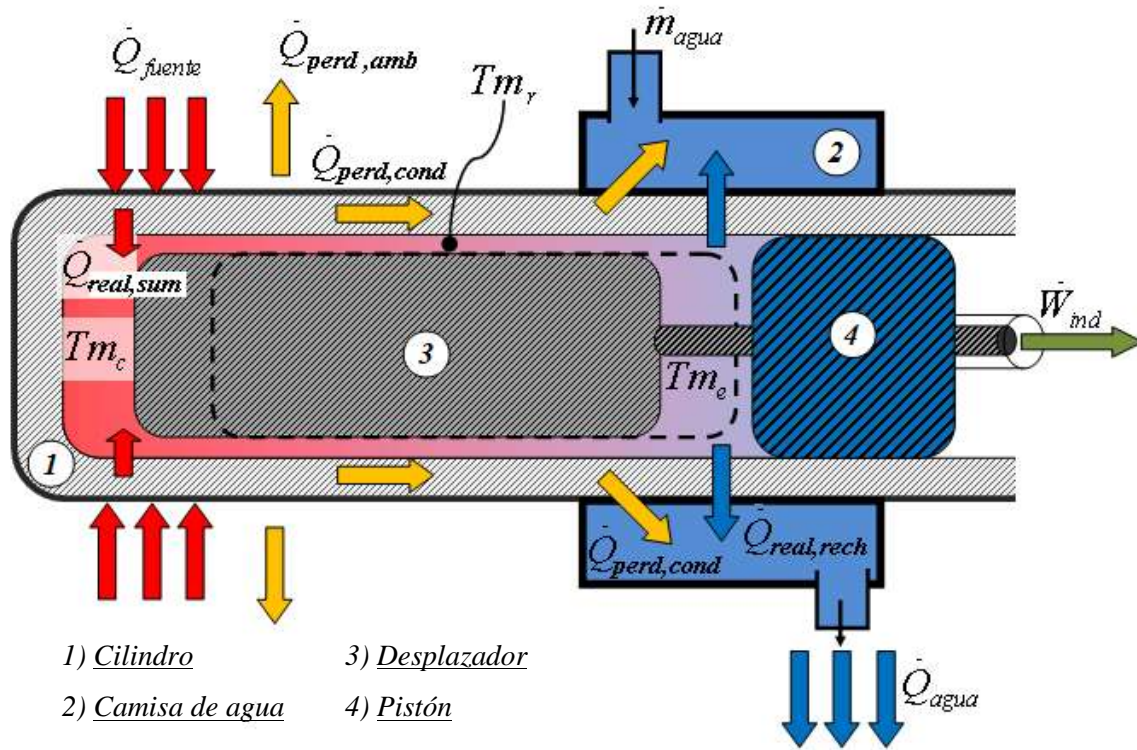


Figura 3.17. Ejemplificación de los procesos de transferencia de calor debido a una convección forzada en el espacio anular comprendido por el desplazador y el cilindro. Fuente: elaboración propia.

Dado que en la realidad los procesos de transferencia de calor no son ideales, el calor procedente de la fuente no es suministrado en su totalidad hacia el gas. Una parte del calor de la fuente es transferido al gas y otra parte se pierde por dos mecanismos diferentes, uno es por conducción estática [15] hacia el agua de enfriamiento y otro es por contacto directo con el ambiente:

$$\dot{Q}_{fuente} = \dot{Q}_{real,sum} + \dot{Q}_{perd,amb} + \dot{Q}_{perd,cond} \tag{3.5}$$

donde:

- $\dot{Q}_{real,sum}$ flujo de calor real transferido hacia el gas [W]
- $\dot{Q}_{perd,amb}$ flujo de calor transferido hacia el ambiente [W]
- $\dot{Q}_{perd,cond}$ flujo de calor transferido por conducción estática desde el cilindro de calentamiento hacia el agua de enfriamiento [W]

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

La conducción estática de calor sucede una vez que el suministro de calor se hace presente en el cilindro de calentamiento; la temperatura de las paredes de este espacio aumenta, y dado que el otro extremo del cilindro está expuesto al gasto de agua por la camisa, el gradiente de temperaturas induce un flujo de calor, el cual atraviesa longitudinalmente las paredes del cilindro y se conduce hacia el agua de enfriamiento. En la figura 3.18 se muestra un diagrama de un motor Stirling con las pertinentes pérdidas de calor por conducción estática.

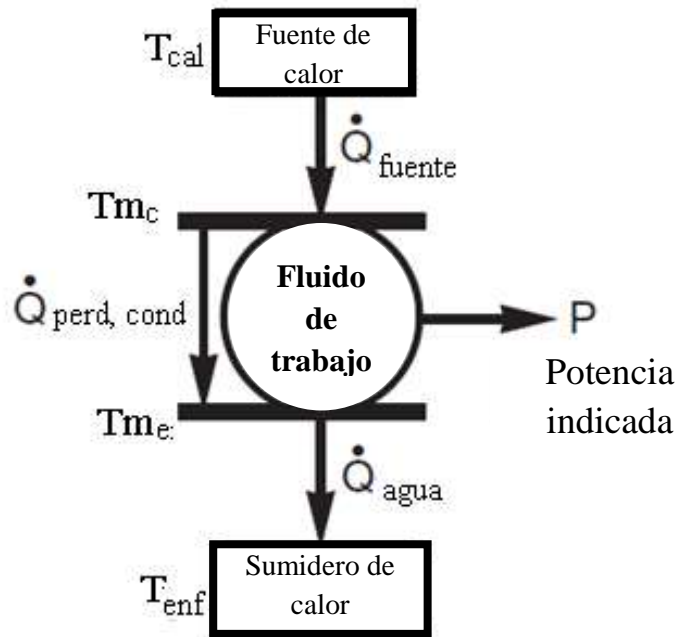


Figura 3.18. Diagrama de un motor Stirling con pérdidas de calor por conducción estática. Fuente: adaptada de [22].

De esta manera, el calor rechazado por el agua de enfriamiento no proviene en su totalidad del fluido de trabajo, debido al calor por conducción estática que se transfiere de la fuente:

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{Q}_{real, rech} + \dot{Q}_{perd, cond} \quad (3.6)$$

donde:

$$\dot{Q}_{real, rech} \quad \text{flujo de calor real rechazado desde el gas [W]}$$

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

Suponiendo que las pérdidas de energía en el cilindro sólo estén presentes en forma de calor, las pérdidas totales existentes en el cilindro del motor quedan definidas por la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{perdidas} = \dot{Q}_{perd,cond} + \dot{Q}_{perd,amb} \quad (3.7)$$

La potencia obtenida en el cilindro no es transferida en su totalidad hacia la flecha del motor, debido a las pérdidas por rozamiento en el mecanismo:

$$\dot{W}_{ind} = \dot{W}_f + \dot{W}_{roz} \quad (3.8)$$

donde:

\dot{W}_f potencia al freno [W]

\dot{W}_{roz} potencia perdida por rozamiento en el mecanismo [W]

De esta manera, se tiene que una parte de la potencia indicada se transforma en potencia en la flecha del motor y otra parte se pierde por fricción en el mecanismo

3.5. Modelo termodinámico del motor Stirling Silver II.

Como se mencionó en el apartado 3.1, el único cilindro del motor Stirling Silver II está compuesto por el ensamble del cilindro de compresión y el cilindro de expansión. Para poder aplicar una aproximación al ciclo real del motor con base en un análisis isotérmico, es necesario conocer la temperatura media efectiva del gas en el interior de los espacios de calentamiento y enfriamiento. El proceso de suministro o rechazo de calor en el gas tiene lugar debido a una convección forzada al hacerse fluir una fracción de la masa total del gas por el espacio anular comprendido entre el desplazador y las paredes del cilindro. En el instante previo a que suceda la transferencia de calor desde las paredes del espacio de calentamiento hacia el gas, este último se encuentra fluyendo a las condiciones determinadas por el espacio de regeneración [19] [20].

Martini [15] presenta un modelo para determinar la temperatura media efectiva del gas para los procesos de calentamiento y enfriamiento en geometrías tubulares o

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

anulares basándose en los modelos teóricos aplicables a intercambiadores de calor, la cual define mediante la siguiente expresión:

$$Tm_c = Ti_c - \frac{\dot{Q}_{real, sum}}{Ft_c \dot{m}_{f,c} Cv (e^{NTU_c} - 1)} \quad (3.9)$$

donde:

$$NTU_c = \frac{h_c AF_c}{Ft_c \dot{m}_{f,c} Cv} \quad (3.10)$$

| | |
|-----------------------|--|
| Ti_c | temperatura de la superficie interior del espacio de calentamiento [K] |
| $\dot{Q}_{real, sum}$ | flujo de calor real transferido hacia el gas [W] |
| Ft_c | fracción del tiempo del ciclo que toma el proceso de calentamiento |
| $\dot{m}_{f,c}$ | gasto másico efectivo de gas hacia el espacio de calentamiento [kg/s] |
| Cv | calor específico del gas a volumen constante [J/kg-K] |
| NTU_c | número de unidades de transferencia para el proceso de calentamiento |
| AF_c | área efectiva de transferencia en el proceso de calentamiento [m ²] |
| h_c | coeficiente de transferencia de calor por convección para el proceso de calentamiento [W/m ² -K] |

De manera similar para el proceso de enfriamiento:

$$Tm_e = Ti_e - \frac{\dot{Q}_{real, rech}}{Ft_e \dot{m}_{f,e} Cv (e^{NTU_e} - 1)} \quad (3.11)$$

donde:

$$NTU_e = \frac{h_e AF_e}{Ft_e \dot{m}_{f,e} Cv} \quad (3.12)$$

| | |
|--------|--|
| Ti_e | temperatura de la superficie interior del espacio de enfriamiento [K] |
|--------|--|

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

| | |
|-----------------------|--|
| $\dot{Q}_{real,rech}$ | flujo de calor real rechazado desde el gas [W] |
| Ft_e | fracción del tiempo del ciclo que toma el proceso de enfriamiento |
| $\dot{m}_{f,e}$ | gasto másico efectivo de gas hacia el espacio de enfriamiento [kg/s] |
| Cv | calor específico del gas a volumen constante [J/kg-K] |
| NTU_e | número de unidades de transferencia para el proceso de enfriamiento |
| AF_e | área efectiva de transferencia en el proceso de enfriamiento [m^2] |
| h_e | coeficiente de transferencia de calor por convección para el proceso de enfriamiento [W/m^2-K] |

El mismo Martini [15] propone que durante dos terceras partes del tiempo que toma un ciclo completo, el gas se puede suponer fluyendo en un sentido o en otro, por lo que la fracción de tiempo en la que el gas fluye hacia adentro o hacia afuera de cada espacio es:

$$Ft_e = Ft_c = 2/3 \quad (3.13)$$

El gasto másico efectivo de gas para el calentamiento es:

$$\dot{m}_{f,c} = \frac{(F_{Vc,max} - F_{Vc,min})M}{Ft_c / f} \quad (3.14)$$

Similarmente, el gasto másico efectivo de gas hacia el espacio de enfriamiento:

$$\dot{m}_{f,e} = \frac{(F_{Ve,max} - F_{Ve,min})M}{Ft_e / f} \quad (3.15)$$

donde:

| | |
|--------------|---|
| M | masa total de gas en el interior del motor [kg] |
| f | frecuencia de operación [ciclos/seg] |
| $F_{Vc,max}$ | es la máxima fracción de volumen total en el espacio de calentamiento |
| $F_{Vc,min}$ | es la mínima fracción de volumen total en el espacio de calentamiento |
| $F_{Ve,max}$ | es la máxima fracción de volumen total en el espacio de enfriamiento |
| $F_{Ve,min}$ | es la mínima fracción de volumen total en el espacio de enfriamiento |

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

Las fracciones de volumen deben ser obtenidas utilizando el valor del volumen total para el mismo instante del ciclo en el que se encuentra el volumen máximo o mínimo según sea el caso, de cada espacio. A manera de ejemplo:

$$F_{Vc,max} = \frac{V_{c,max}}{V_{tot @ Vc,max}} \quad (3.16)$$

Del diagrama mostrado en la figura 3.16 se pueden obtener dichas fracciones de volumen. La masa total de gas en el interior del motor se puede obtener de la ecuación de gas ideal tomando las condiciones de carga:

$$M = \frac{P_{carga} V_{carga}}{R T_{carga}} \quad (3.17)$$

Para intercambiadores de calor de tipo anular, el flujo de gas tiende a permanecer en régimen laminar y alcanza la condición de flujo completamente desarrollado al entrar en contacto con los espacios de calentamiento y enfriamiento [15]. Para un flujo laminar completamente desarrollado, el número de Nusselt permanece constante. El calor se aplica de manera uniforme en las paredes del espacio de calentamiento y la temperatura de la superficie del desplazador se supone constante. De la referencia [13]:

$$Nu = \frac{h D_h}{k_g} = 4.86 \quad (3.18)$$

Despejando el coeficiente de transferencia por convección h de la ecuación (3.18):

$$h = 4.86 \frac{k_g}{D_h} \quad (3.19)$$

El diámetro hidráulico D_h es:

$$D_h = D_{i,cil} - D_{desp} \quad (3.20)$$

donde:

$D_{i,cil}$ diámetro interior del cilindro [m]

D_{desp} diámetro del desplazador [m]

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

De la ecuación (3.19) es posible conocer el coeficiente de convección para el flujo de gas que fluye por el espacio anular del regenerador empleando el valor de la conductividad del gas a la temperatura media efectiva del regenerador.

3.5.1. Flujo de calor para el calentamiento del gas

De acuerdo con la Ley de Fourier el flujo de calor de la fuente que se suministra hacia el cilindro de calentamiento está en función de la diferencia de temperaturas interior y exterior en las paredes, el espesor y la conductividad del material:

$$\dot{Q}_{fuente} = \frac{2\pi L_c k_{cil} (Te_c - Ti_c)}{\ln(De_c/Di_c)} + \frac{\pi De_c^2 k_{cil} (Te_c - Ti_c)}{4(De_c - Di_c)} \quad (3.21)$$

donde:

| | |
|-----------|--|
| L_c | longitud del cilindro expuesto al flujo de calor [m] |
| k_{cil} | conductividad del cilindro [W/m-K] |
| Te_c | temperatura exterior del cilindro expuesto al flujo de calor [K] |
| Ti_c | temperatura interior del cilindro expuesto al flujo de calor [K] |
| De_c | diámetro exterior del cilindro de calentamiento [m] |
| Di_c | diámetro interior del cilindro de calentamiento [m] |

El primer término de la ecuación (3.21) corresponde al flujo de calor transferido a través del área tubular del cilindro y el segundo término se introduce ya que se debe considerar también el flujo de calor transferido a través del fondo del cilindro. Mediante la experimentación con el motor detenido, es posible determinar las temperaturas promedio del interior y exterior de las paredes del cilindro a las mismas condiciones de flujo de calor de la fuente que se tienen cuando el motor se encuentra en operación.

Idealmente, el calor proveniente de la fuente es transferido al gas en su totalidad, pero en la práctica existe una cantidad de calor que se considera como pérdidas ya que es rechazado sin ser sustraído del gas durante el proceso de enfriamiento. Las pérdidas de calor definidas por la ecuación (3.7), influyen de manera importante en el desempeño real del motor, es por ello que los resultados arrojados por el ciclo

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

ideal, que no considera dichas pérdidas de calor, difieren en gran medida de los resultados obtenidos del ciclo real.

3.5.2. Flujo de calor rechazado en el espacio de enfriamiento.

En este caso se tiene un flujo de calor rechazado del espacio de enfriamiento hacia el sumidero. Con el fin de aumentar ese rechazo de calor en el motor bajo estudio, se tiene una camisa de agua que envuelve al cilindro de enfriamiento (figura 3.19) [11]. De la experimentación durante la operación del motor es posible medir algunas variables importantes del espacio de enfriamiento realizando mediciones en la camisa con respecto a los siguientes parámetros:

| | |
|-------------|---|
| \dot{m}_a | gasto másico de agua [kg/s] |
| T_{ae} | temperatura del agua a la entrada de la camisa [K] |
| T_{as} | temperatura del agua a la salida de la camisa [K] |
| Te_{cam} | temperatura de la superficie externa de la camisa [K] |

A partir de estos parámetros se puede determinar el calor que se está rechazando del cilindro de enfriamiento.

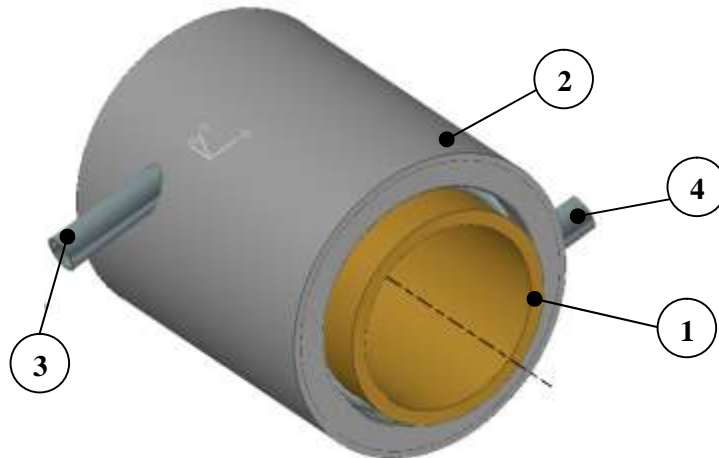


Figura 3.19. Ensamble de la camisa de agua y cilindro de compresión. 1) cilindro de compresión, 2) camisa de agua, 3) tubo de entrada de agua de enfriamiento, 4) tubo de salida de agua de enfriamiento. Imagen obtenida del modelo realizado en software CAD/CAM del motor Stirling Silver II. Fuente: elaboración propia.

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

Analizando a la camisa como un volumen de control, el flujo calor rechazado por el agua de enfriamiento es:

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}_a C_p (T_{as} - T_{ae}) \quad (3.22)$$

donde:

| | |
|-------------|--|
| \dot{m}_a | gasto másico de agua [kg/s] |
| T_{ae} | temperatura del agua a la entrada de la camisa [K] |
| T_{as} | temperatura del agua a la salida de la camisa [K] |
| C_p | calor específico del agua [J/kg-K] |

Por otra parte, el flujo de calor transferido a través de la pared del cilindro es igual al calor rechazado por el agua de enfriamiento. De acuerdo con la ley de Fourier [13], la temperatura interior del cilindro se puede obtener de la siguiente expresión:

$$T_{i_e} = \frac{\dot{Q}_{agua}}{2\pi L_e k_{cil}} \ln\left(\frac{D_{e,e}}{D_{i,e}}\right) + T_{e_e} \quad (3.23)$$

donde:

| | |
|-----------|---|
| T_{i_e} | temperatura de la pared interior del espacio de enfriamiento [K] |
| L_e | longitud del cilindro expuesta al flujo de agua de enfriamiento [K] |
| $D_{e,e}$ | diámetro exterior del cilindro de enfriamiento [m] |
| $D_{i,e}$ | diámetro interior del cilindro de enfriamiento [m] |

Mediante la ecuación (3.23) es posible obtener el valor de la temperatura interior del cilindro. Cabe mencionar que al igual que en el cilindro de calentamiento, el calor real sustraído al gas es menor que el calor rechazado por el agua de enfriamiento.

El análisis isotérmico presentado en 2.3.1 aplicado al motor bajo estudio, proporciona el trabajo neto de un ciclo como función de las temperaturas de calentamiento y enfriamiento. Originalmente, el análisis se presenta idealmente al considerar a las temperaturas iguales a las de la fuente y el sumidero; sin embargo, al sustituir las temperaturas medias efectivas definidas por las ecuaciones (3.9) y (3.11), las cuales consideran los efectos de una transferencia de calor finita, así

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

como las pérdidas de calor definidas por la ecuación (3.7), los valores de calor y trabajo neto obtenidos, se aproximan a los valores reales presentes durante la operación del motor.

Redefiniendo la ecuación (2.14), la presión del ciclo indicado como función de las temperaturas medias efectivas de calentamiento y enfriamiento queda definida por la siguiente expresión:

$$P_{ind} = MR / \left(\frac{V_{comp}}{Tm_e} + \frac{V_{enf}}{Tm_e} + \frac{V_r \ln(Tm_c / Tm_e)}{(Tm_c - Tm_e)} + \frac{V_{cal}}{Tm_c} + \frac{V_{exp}}{Tm_c} \right) \quad (3.24)$$

A partir de la ecuación (3.24), que define a la presión indicada del ciclo y las ecuaciones (2.29) y (2.30) que definen los volúmenes instantáneos en función del ángulo de giro del eje del cigüeñal, se puede construir el ciclo indicado del motor.

3.6. Metodología utilizada

El modelo termodinámico obtenido en el apartado anterior conlleva al desarrollo de una metodología que permita llevar a cabo la caracterización del motor Stirling bajo estudio.

Primeramente, se obtienen datos acerca de la geometría del motor con base a los planos de fabricación y se miden los parámetros necesarios durante la operación del motor. Al aplicar el modelo de cálculo seleccionado para el ciclo, sin considerar pérdidas se obtiene el ciclo ideal.

Enseguida se propone una temperatura para el regenerador y se calculan las propiedades del flujo de gas. A través de este flujo de gas, se obtienen las temperaturas medias efectivas de los procesos de calentamiento y enfriamiento. A partir de estos valores de temperaturas medias efectivas, se calcula una temperatura media efectiva para el espacio de regeneración. Se continúa con este proceso iterativo hasta que la temperatura media efectiva del regenerador converja.

Con las temperaturas medias efectivas calculadas, se aplica nuevamente el análisis de ciclo isotérmico y se obtiene como resultado el ciclo indicado del motor bajo estudio. Finalmente, se aplica un balance de energía general al motor y se cuantifican las pérdidas existentes así como los valores de eficiencias. En la figura 3.20 se muestra gráficamente dicha metodología mediante un diagrama de flujo.

Capítulo 3. Fabricación de un Motor Stirling tipo Beta y Desarrollo de su Modelo Termodinámico

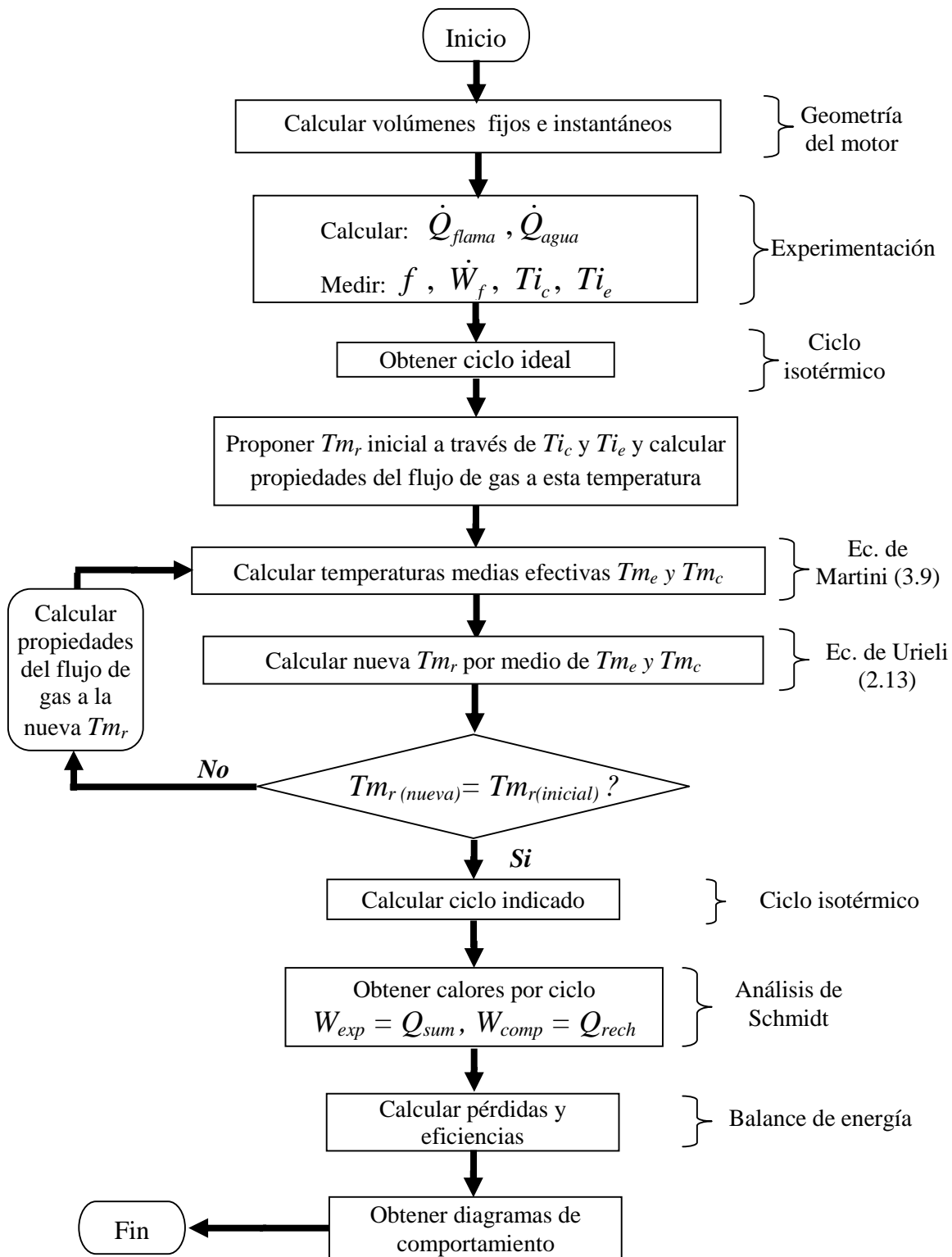


Figura 3.20. Diagrama de flujo de la metodología seguida para la caracterización del motor Stirling Silver II. Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO 4

CARACTERIZACIÓN DEL MOTOR STIRLING SILVER II

En este capítulo se presenta la caracterización del motor Stirling Silver II realizada. Para ello, se llevaron a cabo diversas pruebas de funcionamiento y se aplicaron las ecuaciones desarrolladas durante los capítulos anteriores. Se comienza describiendo el equipo utilizado para llevar a cabo las mediciones necesarias, y posteriormente se presentan los cálculos preliminares y ciclo ideal del motor. Por último, se desarrollan los cálculos necesarios para obtener el ciclo indicado.

4.1. Experimentación y banco de pruebas

Para la experimentación y adquisición de datos, se construyó un banco de pruebas (figura 4.1.) el cual nos permitió medir los parámetros de operación del motor bajo estudio, como son:

- Frecuencia de operación
- Potencia al freno
- Temperatura

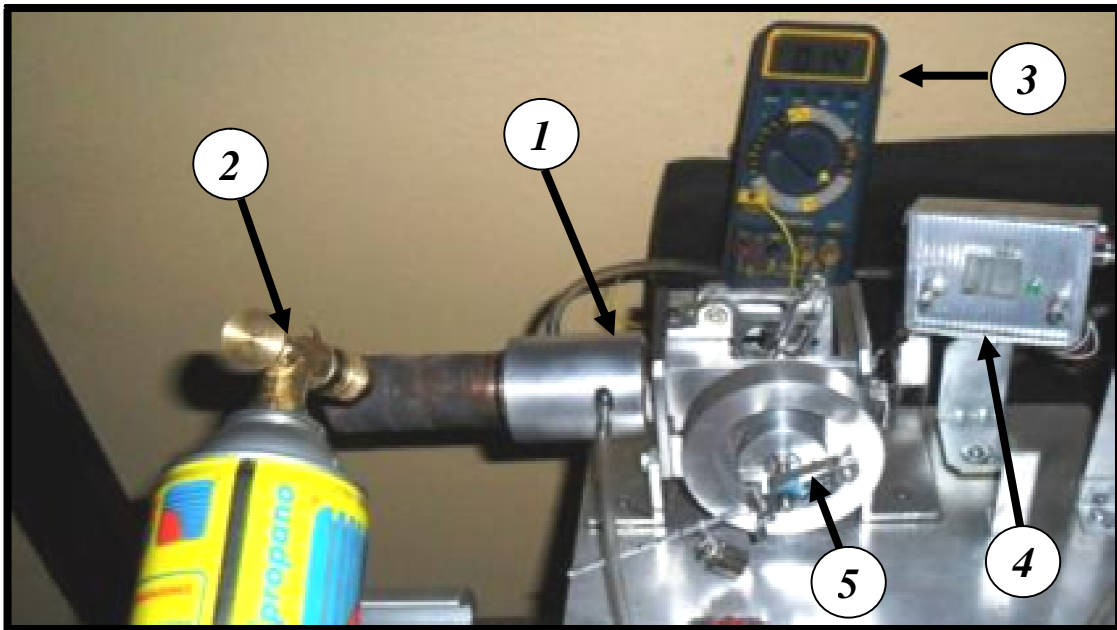


Figura 4.1. Banco de pruebas. 1) Motor, 2) soplete, 3) multímetro, 4) frecuenciómetro, 5) freno. Fuente: Elaboración propia.

La frecuencia de operación es determinada por un dispositivo electrónico de construcción propia (ver anexo II), que funciona con base en un sensor infrarrojo, el cual detecta el número de ciclos por segundo (figura 4.2).

Para medir la potencia al freno, se construyó el dispositivo mostrado en la figura 4.3, en base en un Freno de Prony [8] (ver anexo II).

De igual forma, se utilizó un multímetro digital marca Wavetek modelo 28XT con un rango de 0 – 1300 °C (figura 4.1) y un recipiente graduado en mililitros, con los cuales fue posible determinar los siguientes parámetros:

- Temperatura en los puntos de interés de la camisa
- Temperatura en la superficie exterior del cilindro de calentamiento
- Flujo de agua en la camisa

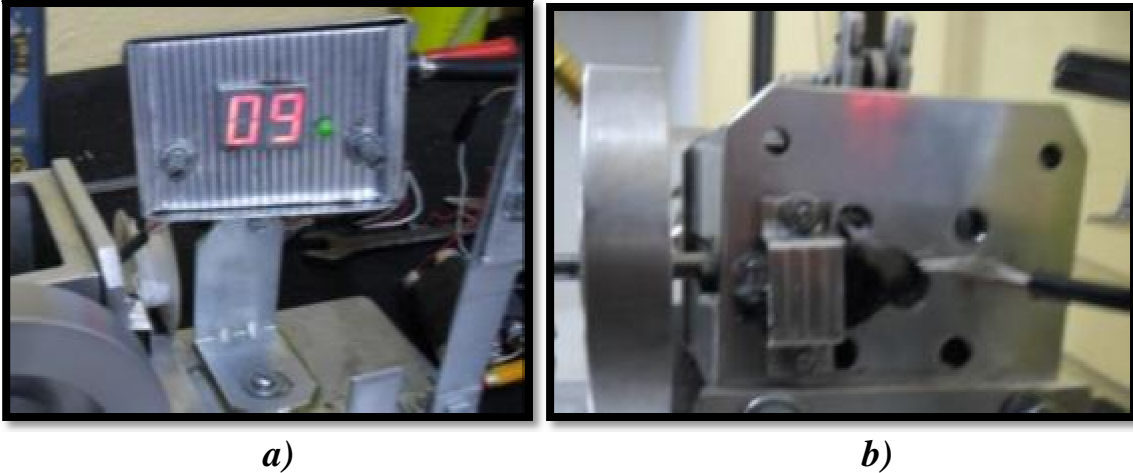


Figura 4.2. Frecuenciómetro a) display b) sensor infrarrojo. Fuente: Elaboración propia.

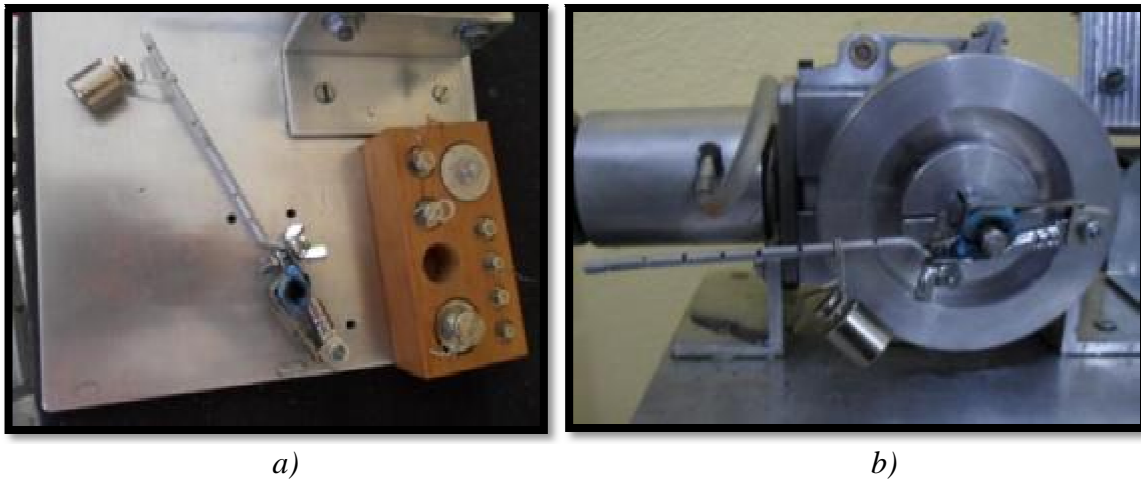


Figura 4.3. Freno construido. a) freno y juego de pesas b) freno montado en la flecha del motor. Fuente: Elaboración propia.

Para el suministro de calor se utilizó como fuente de calor, un cartucho de Gas Butano / Propano desechable y un soplete de la marca Linmex modelo G-3, así como agua corriente a temperatura ambiente para el flujo inducido por gravedad a través de la camisa (figura 4.4).

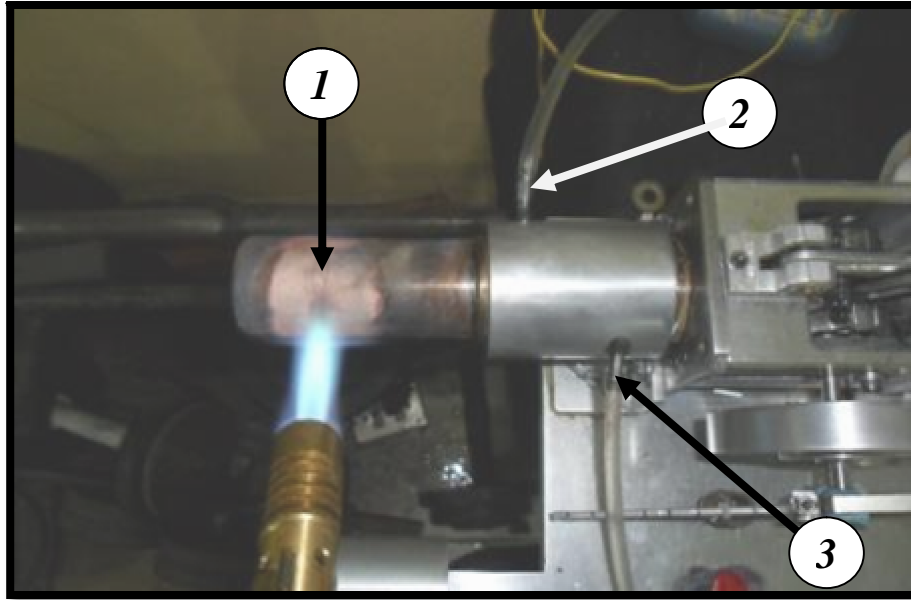


Figura 4.4. Vista superior de fuente y sumidero de calor. 1) flama del soplete sobre el exterior del cilindro, 2) y 3) entrada y salida respectivamente, de agua a la camisa.
Fuente: Elaboración propia.

Frecuencia de operación

Durante las pruebas experimentales se realizaron mediciones de la frecuencia de operación del motor, a la cual se observó un comportamiento estable, las cuales se presentan en la tabla 4.1.

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | \bar{f} |
|----------------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|-----------|
| f [ciclos/s] | 18 | 19 | 21 | 23 | 20 | 19 | 21 | 19 | 21 | 18 | 19.9 |

Tabla 4.1. Datos obtenidos de la frecuencia del motor durante la operación estable.

A partir del valor de la frecuencia de operación obtenido se puede calcular la velocidad angular del motor a operación estable de la siguiente forma [14]:

$$\omega = 60 \times \bar{f} \quad (4.1)$$

Donde:

ω velocidad angular del motor [RPM]

\bar{f} frecuencia de operación promedio [ciclos/s]

Por lo tanto:

$$\omega = 1194 \text{ [RPM]} \quad (4.2)$$

Calor suministrado al cilindro

Para determinar el flujo de calor transferido por la flama del soplete hacia el cilindro de calentamiento, se simularon las condiciones de suministro de calor durante la operación del motor y se tomaron mediciones de la temperatura interior y exterior de las paredes del cilindro en diversos puntos sobre el área expuesta al flujo de calor en estado estable (Figura 4.5). Las dimensiones del espacio cilíndrico expuesto al flujo de calor son:

$$L_c = 0.01995 [m]$$

$$D_{e_c} = 0.0363 [m]$$

$$D_{i_c} = 0.0330 [m]$$

Las mediciones de temperatura realizadas en el cilindro de calentamiento se muestran en la tabla 4.2. Los puntos T_1 , T_2 y T_3 , corresponden a la pared tubular del cilindro y el cuarto punto, T_4 al centro de la superficie circular del fondo.

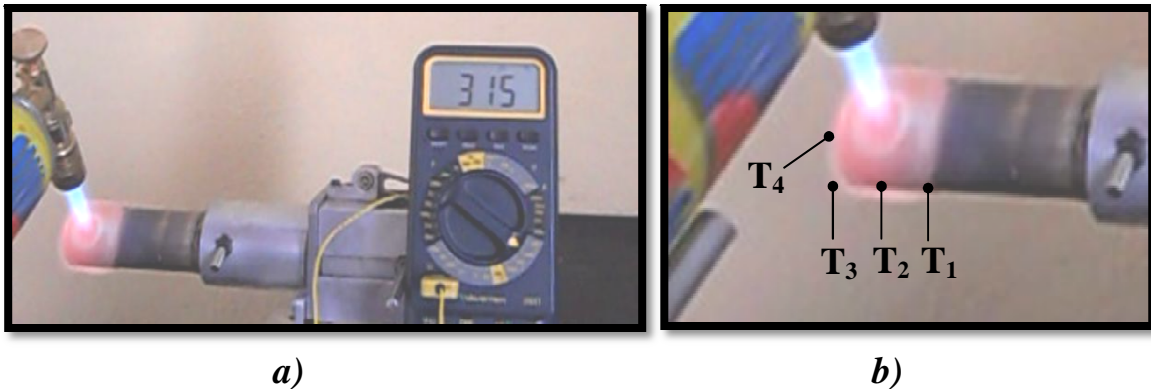


Figura 4.5. Medición de la temperatura del cilindro simulando las condiciones de flujo de calor durante la operación. a) multímetro en operación, b) puntos sobre los que se midió la temperatura. Fuente: Elaboración propia.

| | Pared tubular | | | Fondo | |
|-------------|---------------|-------|----------|----------|----------|
| | Exterior | | Interior | Exterior | Interior |
| | T_1 | T_2 | T_3 | T_4 | T'_4 |
| \bar{T}_p | 479.2 | 617 | 596.8 | 578.6 | 575.2 |

Tabla 4.2. Valores promedio de temperatura en las paredes del cilindro de calentamiento.

La media de la superficie exterior:

$$T_{e_c} = 567.9 [^{\circ}C] \tag{4.3}$$

y la media de la superficie interior:

Capítulo 4. Caracterización del Motor Stirling Silver II

$$T_{i_c} = 565.4 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.4)$$

El material del que se construyó el cilindro es bronce estándar. La conductividad del bronce estándar a la temperatura media $(T_{i_c} + T_{e_c}) / 2 = 566.65 \text{ [}^\circ\text{C]}$ es, de la referencia [13]:

$$k_{cil} = 57 \text{ [W/mK]}$$

Por lo tanto, de la ecuación (3.21) el calor proveniente de la fuente es:

$$\dot{Q}_{fuente} = 232.10 \text{ [W]} \quad (4.5)$$

Calor rechazado por el agua de enfriamiento

El calor rechazado en el espacio de enfriamiento está determinado por las condiciones del flujo de agua a la entrada y a la salida de la camisa. Las mediciones realizadas para el agua de enfriamiento se muestran en la tabla 4.3. De acuerdo con la ecuación (3.22), el flujo de calor rechazado por el agua de enfriamiento es:

$$\dot{Q}_{agua} = 138.00 \text{ [W]} \quad (4.6)$$

La temperatura de la pared interior del cilindro de enfriamiento es (3.23):

$$T_{i_e} = 37.32 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.7)$$

| <i>Propiedades del agua</i> | | | | | |
|--|----------------------------------|--------------------------------------|------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|
| $T_{ae}[\text{ }^\circ\text{C}]$ | $T_{as}[\text{ }^\circ\text{C}]$ | $T_{\infty}[\text{ }^\circ\text{C}]$ | $\rho_{agua}[\text{kg/m}^3]$ | $C_{p_{agua}}[\text{J/kg-K}]$ | $\dot{m}_a[\text{gms / s}]$ |
| 24 | 30 | 20 | 1000 | 4186 | 5.49 |
| <i>Medidas del espacio de enfriamiento</i> | | | | | |
| $D_{came}[\text{m}]$ | $D_{camil}[\text{m}]$ | $D_{e_e}[\text{m}]$ | $D_{i_e}[\text{m}]$ | $L_c[\text{m}]$ | $k_c[\text{W/m-K}]$ |
| 0.0540 | 0.0332 | 0.0363 | 0.033 | 0.0204 | 57 |

Tabla 4.3. Datos y mediciones del espacio de enfriamiento.

Medición de torque y potencia al freno

La medición del torque se realiza mediante el Freno de Prony construido (ver anexo II). El torque puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$Tor = P \times d$$

$$Tor = (m \times g) \times d \quad (4.8)$$

Capítulo 4. Caracterización del Motor Stirling Silver II

donde:

| | |
|-------|--|
| Tor | torque [$N\cdot m$] |
| m | masa de carga [kg] |
| g | constante gravitacional [m/s^2] |
| d | distancia de aplicación del peso a la flecha del motor [m] |

La masa se mantuvo constante ($m = 0.450$ [kg]) y la variación del torque se obtuvo variando la distancia d . Los valores obtenidos del freno a diferentes valores de velocidad se muestran en la tabla 4.4.

La potencia al freno se obtiene multiplicando el valor del torque por la frecuencia de operación del ciclo:

$$\dot{W}_f = Tor \times f \tag{4.9}$$

| d [m] | f [hz] | N [rpm] | Tor [$N\cdot m$] | \dot{W}_f [W] |
|---------|----------|-----------|----------------------|-----------------|
| 0.11 | 7 | 420 | 0.4841 | 3.3888 |
| 0.12 | 8 | 480 | 0.5281 | 4.2250 |
| 0.12 | 9 | 540 | 0.5281 | 4.7531 |
| 0.13 | 10 | 600 | 0.5721 | 5.7213 |
| 0.13 | 11 | 660 | 0.5721 | 6.2934 |
| 0.13 | 12 | 720 | 0.5721 | 6.8656 |
| 0.13 | 12 | 780 | 0.5721 | 7.4377 |
| 0.14 | 14 | 840 | 0.6161 | 8.6260 |
| 0.14 | 15 | 900 | 0.6161 | 9.2421 |
| 0.14 | 17 | 1020 | 0.6161 | 10.4744 |
| 0.14 | 18 | 1080 | 0.6161 | 11.0905 |
| 0.14 | 19 | 1140 | 0.6161 | 11.7067 |
| 0.13 | 21 | 1260 | 0.5721 | 12.0147 |
| 0.12 | 22 | 1320 | 0.5281 | 11.6186 |
| 0.09 | 24 | 1440 | 0.3961 | 9.5062 |

Tabla 4.4. Mediciones de torque y potencia al freno.

Tomando los valores máximos se tiene:

$$Tor = 0.6161 \text{ [N}\cdot\text{m]} \tag{4.10}$$

$$\dot{W}_f = 12.0147 \text{ [W]} \tag{4.11}$$

4.2. Ciclo ideal del motor Stirling Silver II.

Una vez conocidas las temperaturas interiores de los espacios de calentamiento y enfriamiento, se puede calcular el ciclo isotérmico ideal, por medio de la ecuación (2.14). La presión instantánea está determinada por los volúmenes instantáneos de compresión y expansión, el volumen fijo de regeneración, volúmenes muertos de calentamiento y enfriamiento, así como las temperaturas de las paredes interiores de los espacios de calentamiento y enfriamiento. En la tabla 4.5 se muestran los valores y parámetros necesarios para resolver la ecuación (2.14) y los valores computados de presión instantánea para cada 20° de giro del eje del cigüeñal.

| | | $\theta [^\circ]$ | $V_{comp} [cm^3]$ | $V_{exp} [cm^3]$ | $P [bar]$ |
|-----------------------|---------|-------------------|-------------------|------------------|-----------|
| Volúmenes muertos | | 0 | 0.00 | 5.97 | 4.15 |
| $V_{m_{enf}} [cm^3]$ | 0.661 | 20 | 0.53 | 8.68 | 3.39 |
| $V_{m_{cal}} [cm^3]$ | 1.03 | 40 | 2.04 | 11.30 | 2.70 |
| $V_r [cm^3]$ | 6.25 | 60 | 4.36 | 13.49 | 2.17 |
| Volúmenes barridos | | 80 | 7.21 | 15.01 | 1.81 |
| $V_{b_{comp}} [cm^3]$ | 17.45 | 100 | 10.24 | 15.66 | 1.57 |
| $V_{b_{exp}} [cm^3]$ | 15.74 | 120 | 13.09 | 15.36 | 1.43 |
| | | 140 | 15.41 | 14.16 | 1.36 |
| | | 160 | 16.92 | 12.20 | 1.34 |
| | | 180 | 17.45 | 9.71 | 1.39 |
| Temperaturas | | 200 | 16.92 | 6.99 | 1.50 |
| $T_e [K]$ | 310.47 | 220 | 15.41 | 4.38 | 1.69 |
| $T_c [K]$ | 838.65 | 240 | 13.09 | 2.18 | 1.99 |
| $T_r [K]$ | 531.55 | 260 | 10.24 | 0.67 | 2.44 |
| Masa total | | 280 | 7.21 | 0.02 | 3.06 |
| $M [gr]$ | 0.03238 | 300 | 4.36 | 0.31 | 3.82 |
| Cte. gas ideal (aire) | | 320 | 2.04 | 1.51 | 4.47 |
| $R [J/g-K]$ | 0.2867 | 340 | 0.53 | 3.48 | 4.62 |
| | | 360 | 0.00 | 5.97 | 4.15 |

Tabla 4.5. Parámetros del ciclo isotérmico ideal y presiones instantáneas computadas a $\Delta\theta=20^\circ$.

Por medio de las ecuaciones (2.37) y (2.38) es posible determinar el trabajo de compresión y el trabajo de expansión. En la tabla 4.6 se muestran los resultados del ciclo isotérmico ideal del motor bajo estudio.

Capítulo 4. Caracterización del Motor Stirling Silver II

| Parámetros del análisis de Schmidt | Parámetros del ciclo ideal |
|------------------------------------|----------------------------|
| $c [cm^3/K] = 0.0300$ | $P_{med} [bar] = 2.1495$ |
| $s [cm^3/K] = 0.0527$ | $W_{exp} [J] = 2.8571$ |
| $b = 0.5687$ | $W_{comp} [J] = -1.0578$ |
| $\beta [^\circ] = 16.72$ | $W_n [J] = 1.7993$ |
| | $\eta_{iso} = 0.6298$ |

Tabla 4.6. Resultados del ciclo ideal del motor Stirling Silver II. Ciclo calculado mediante el análisis de Schmidt.

4.3. Iteraciones para encontrar la temperatura media efectiva del gas en los espacios de enfriamiento y calentamiento.

Los efectos de una transferencia de calor finita entre las paredes de los espacios de calentamiento y enfriamiento son tomados en cuenta al sustituir la temperatura de las paredes del cilindro por la temperatura media efectiva del flujo de gas. Como una aproximación, se supone que el calor suministrado al cilindro es transferido en su totalidad hacia el gas durante el proceso de calentamiento y que todo el calor rechazado por el agua de enfriamiento es sustraído del gas en el proceso de enfriamiento, esto es, suponiendo nulas las pérdidas de calor en el cilindro:

$$\dot{Q}_{real,sum} = \dot{Q}_{fuente} \quad (4.12)$$

y

$$\dot{Q}_{real,rech} = \dot{Q}_{agua} \quad (4.13)$$

Suponiendo condiciones de flujo laminar completamente desarrollado, el coeficiente de transferencia de calor por convección para el proceso de calentamiento y el coeficiente de transferencia de calor por convección para el proceso de enfriamiento, de acuerdo con la ecuación (3.19), dependen únicamente de la conductividad térmica del gas k_g , el cual se evalúa de acuerdo con los datos de la referencia [13] como una primera aproximación, a la temperatura externa del espacio de regeneración. A partir de este valor, se obtiene la temperatura media efectiva de calentamiento y enfriamiento. De las ecuaciones (3.9) y (3.11):

$$Tm_c = 366.28 \text{ } [^\circ C] = 639.43 [K] \quad (4.14)$$

y

$$Tm_e = 155.76 \text{ } [^\circ C] = 428.91 [K] \quad (4.15)$$

Con los valores de temperatura media efectiva obtenidos, es posible obtener una nueva aproximación de la temperatura media efectiva del regenerador, por medio de la ecuación (2.13):

Capítulo 4. Caracterización del Motor Stirling Silver II

$$Tm_{r,2} = 527.18 \text{ [K]} = 254.03 \text{ [°C]} \quad (4.16)$$

La conductividad térmica del fluido se obtiene nuevamente a esta temperatura y se procede a aplicar las ecuaciones (3.9) y (3.11) para obtener nuevos valores de las temperaturas medias efectivas de calentamiento y enfriamiento. En la tabla 4.7 se muestran los resultados de este proceso iterativo.

| | Tm_r (inicial) | Propiedades a $Tm_{r,1}$ | | | Tm calculada | | Tm_r nueva | Error Tm_r |
|----|---------------------|--------------------------|-----------------------|-------|--------------|--------|-----------------|-----------------|
| | $Tm_{r,1}$ | kg_r | h | NTU | Tm_c | Tm_e | $Tm_{r,2}$ | E |
| It | [K] | [W/m-K] | [W/m ² -K] | | [K] | [K] | [K] | % |
| 1 | 490.15 | 0.040 | 97.27 | 1.85 | 639.43 | 428.91 | 527.18 | 7.02 |
| 2 | 527.19 | 0.042 | 103.3 | 1.96 | 664.86 | 414.39 | 529.36 | 0.41 |
| 3 | 529.36 | 0.043 | 103.47 | 1.97 | 665.16 | 413.62 | 529.47 | 0.02 |
| 4 | 529.47 | 0.043 | 103.48 | 1.97 | 665.22 | 413.58 | 529.47 | 0.00 |

Tabla 4.7. Resultados del proceso iterativo para encontrar la temperatura media efectiva de cada espacio.

Conociendo los valores de las temperaturas medias efectivas es posible determinar la diferencia porcentual entre estas temperaturas y los valores de temperatura de las paredes del cilindro.

Para la temperatura de enfriamiento:

$$\% E(T_e) = \left| \frac{T_e - Tm_e}{T_e} \right| \times 100$$

$$\% E(T_e) = 32.89[\%] \quad (4.17)$$

Similarmente, para la temperatura de calentamiento:

$$\% E(T_c) = \left| \frac{T_c - Tm_c}{T_c} \right| \times 100$$

$$\% E(T_c) = 20.68[\%] \quad (4.18)$$

4.4. Obtención del ciclo indicado del motor.

El ciclo indicado es el ciclo termodinámico real al que se encuentra sometido el fluido de trabajo durante la operación del motor. Para trazar el diagrama presión-volumen de este ciclo, la presión instantánea se obtiene mediante un aparato denominado indicador, de ahí el nombre del ciclo, y en la actualidad se utilizan aparatos de medición como osciloscopios [8]. Como una aproximación a este ciclo, se propone emplear el modelo termodinámico desarrollado en el capítulo 3.

Una vez obtenidas las temperaturas medias efectivas de cada proceso, es posible aplicar nuevamente el análisis isotérmico de manera similar a la realizada en el apartado 4.2. En la tabla 4.8 se muestran los resultados del cálculo del ciclo isotérmico para los valores de temperatura media efectiva obtenidos en el apartado anterior.

| Temperaturas [K] | Presiones [bar] | Trabajo [J] | Potencias [W] |
|------------------|------------------|--------------------------|------------------------------|
| $Tm_e = 413.58$ | $P_{min} = 1.37$ | $W_{ind,comp} = -1.6274$ | $\dot{W}_{ind,comp} = 32.38$ |
| $Tm_c = 665.22$ | $P_{max} = 4.35$ | $W_{ind,exp} = 2.6170$ | $\dot{W}_{ind,exp} = 52.08$ |
| $Tm_r = 529.47$ | $P_{med} = 2.44$ | $W_{ind} = 0.9896$ | $\dot{W}_{ind} = 19.69$ |

Tabla 4.8. Resultados de la aproximación al ciclo indicado del motor bajo estudio.

4.5. Rendimiento del motor.

El rendimiento de motor Stirling está determinado por diversos factores [15] como son: eficiencia térmica, eficiencia de Segunda Ley y eficiencia mecánica. Aunado a esto, el cálculo de las pérdidas de calor en el cilindro es un factor de suma importancia para tener un punto de comparación en cuanto al desempeño del motor.

4.5.1. Cálculo de eficiencias.

La eficiencia del ciclo obtenido mediante el análisis isotérmico ideal fue previamente calculada:

$$\eta_{iso} = 0.6298$$

$$\eta_{iso} = 62.98[\%] \tag{4.19}$$

La eficiencia de Segunda Ley se define como [3]:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{ind}}{\dot{Q}_{fuente}} \quad (4.20)$$

Por lo que la eficiencia de Segunda Ley del motor bajo estudio es:

$$\eta_{II} = \frac{19.69 [W]}{232.10 [W]} = 0.0848$$
$$\eta_{II} = 8.48 [\%] \quad (4.21)$$

La eficiencia mecánica está definida como [3]:

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_f}{\dot{W}_{ind}} \quad (4.22)$$

Donde la potencia indicada es:

$$\dot{W}_{ind} = W_{ind} \times \bar{f} \quad (4.23)$$

Para el motor bajo estudio, la potencia indicada es:

$$\dot{W}_{ind} = 19.69 [W] \quad (4.24)$$

y la eficiencia mecánica es:

$$\eta_{mec} = \frac{12.0147 [W]}{19.69 [W]} = 0.6101$$
$$\eta_{mec} = 61.01 [\%] \quad (4.25)$$

La eficiencia total del motor se obtiene de la siguiente expresión:

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{W}_f}{\dot{Q}_{fuente}}$$
$$\eta_{tot} = \frac{12.01 [W]}{232.10 [W]} = 0.0518$$
$$\eta_{tot} = 5.18 [\%] \quad (4.26)$$

4.5.2. Cálculo de pérdidas

De la ecuación (3.4) se pueden obtener las pérdidas de calor hacia el ambiente como:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{perd,amb} &= \dot{Q}_{fuente} - \dot{Q}_{agua} - \dot{W}_{ind} \\ \dot{Q}_{perd,amb} &= 232.10 - 138.00 - 19.69 \\ \dot{Q}_{perd,amb} &= 74.41 [W] \end{aligned} \tag{4.27}$$

Dado que el calor rechazado del gas durante el ciclo indicado es igual al trabajo indicado de compresión, las pérdidas de calor por conducción entre el cilindro de calentamiento y el cilindro de enfriamiento son, de acuerdo con la ecuación (3.6):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{perd,cond} &= \dot{Q}_{agua} - \dot{W}_{ind,comp} \\ \dot{Q}_{perd,cond} &= 138 - 32.38 \\ \dot{Q}_{perd,cond} &= 105.62 [W] \end{aligned} \tag{4.28}$$

La pérdida total de calor en el cilindro es, de la ecuación (3.7):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{perdidas} &= \dot{Q}_{perd,cond} + \dot{Q}_{perd,amb} \\ \dot{Q}_{perdidas} &= 105.62 + 74.41 \\ \dot{Q}_{perdidas} &= 180.03 [W] \end{aligned} \tag{4.29}$$

El calor rechazado desde el gas hacia el agua de enfriamiento no se consideró dentro de estas pérdidas de calor ya que ese rechazo es necesario para completar el ciclo; sin embargo se debe tomar en cuenta al realizar el balance de energía.

De acuerdo con la ecuación (3.8), la potencia perdida por rozamiento en el mecanismo es:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{roz} &= \dot{W}_{ind} - \dot{W}_f \\ \dot{W}_{roz} &= 19.69 - 12.0147 \\ \dot{W}_{roz} &= 7.6753 [W] \end{aligned} \tag{4.30}$$

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados obtenidos en el capítulo anterior son analizados aquí. Se comienza presentando los diagramas de comportamiento del motor, obtenidos mediante las pruebas realizadas y se realiza un comparativo entre el ciclo isotérmico ideal y el ciclo indicado obtenido mediante la aplicación del modelo termodinámico desarrollado. Posteriormente, se analizan los parámetros que rigen la operación real del motor a detalle y se hace un análisis del balance de energía obtenido del motor Stirling Silver II bajo estudio.

5.1. Análisis de resultados

En el capítulo anterior se presentan una serie de resultados obtenidos al aplicar la metodología propuesta; a partir de ellos es posible determinar el funcionamiento del motor Stirling objeto de este estudio.

5.2. Curvas características

En la figura 5.1 se muestra la gráfica obtenida del torque del motor al variar la velocidad angular. La potencia medida con el freno al variar la velocidad angular se muestra en la figura 5.2. Mediante estas curvas de desempeño es posible determinar la tendencia en cuanto al torque y potencia al freno para diferentes valores de velocidad angular, además de que es posible determinar el punto en el que estos valores son máximos, ofreciendo el mayor rendimiento.

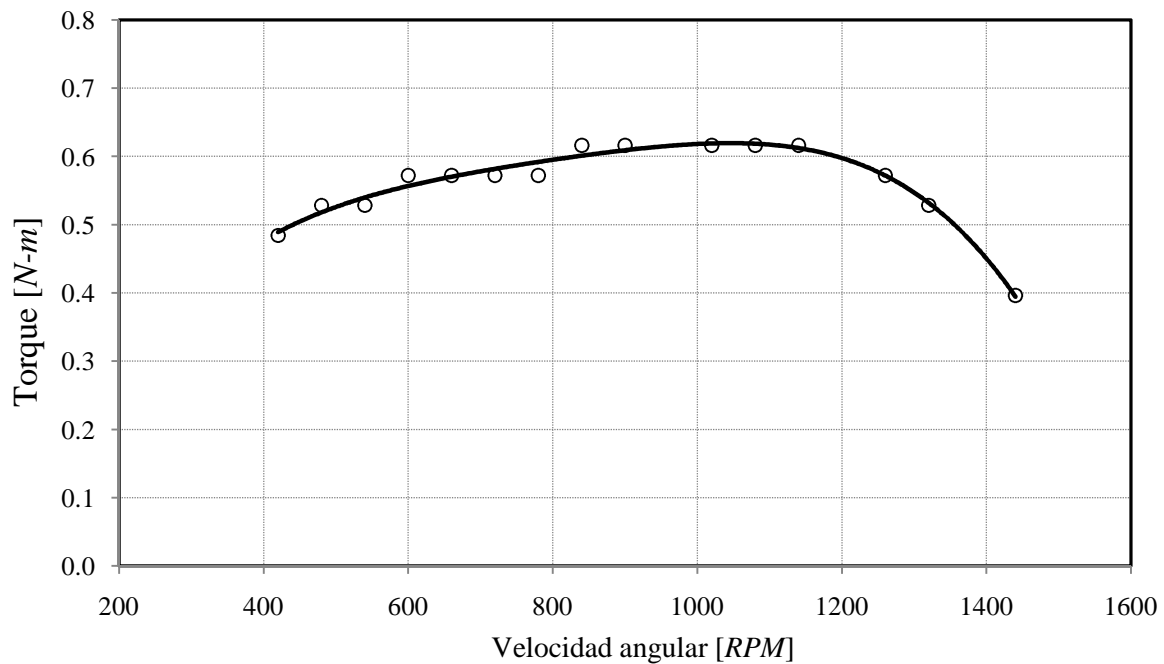


Figura 5.1. Diagrama Torque vs. Velocidad angular. Diagrama obtenido de los datos de la tabla 4.4. Fuente: Elaboración propia.

El valor máximo ofrecido en cuanto al torque se presenta para una velocidad angular cercana a las 1100 [RPM], mientras que el valor máximo en cuanto a la potencia al freno se encuentra ubicado entre las 1200 y 1300 [RPM]. Después de las 1300 [RPM] el valor de potencia al freno comienza a decaer, consecuencia directa del aumento de la fricción en el mecanismo a altas velocidades.

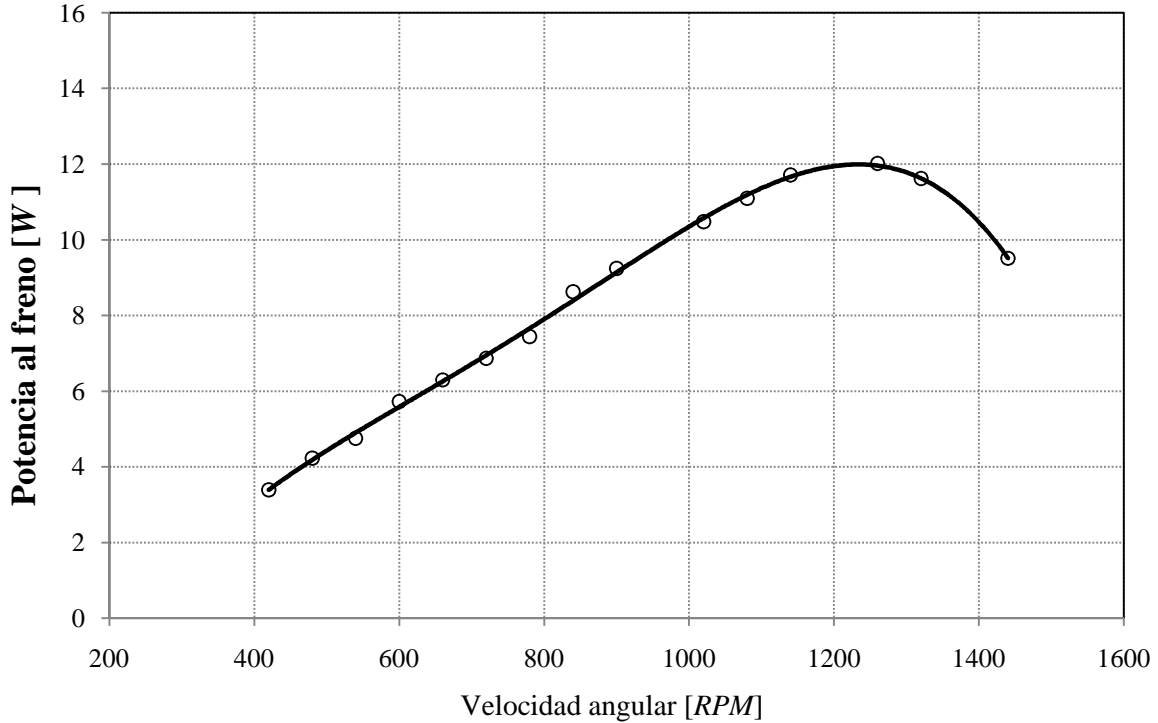


Figura 5.2. Diagrama Potencia al freno vs. velocidad angular. Diagrama obtenido de los datos de la tabla 4.4. Fuente: Elaboración propia.

5.3. Ciclo isotérmico obtenido

Mediante los diagramas P - V es posible representar gráficamente las condiciones del gas en los espacios de trabajo del motor. Los procesos de compresión y expansión tienen lugar en espacios independientes por lo que de acuerdo con Walter, G. [29], se suelen graficar tres diagramas P - V , uno para el volumen de compresión, uno para el volumen de expansión y uno más para el volumen total de trabajo del motor conformado por los espacios de compresión, expansión, regeneración y los volúmenes muertos.

Para el caso ideal, el ciclo isotérmico se calculó estableciendo los límites de temperatura bajo los cuales opera el fluido de trabajo, iguales a los determinados por las paredes de los cilindros de calentamiento y enfriamiento. Los diagramas P - V del ciclo isotérmico ideal obtenido, se muestran en la figura 5.3, donde el área encerrada por el trazo correspondiente al espacio de expansión es equivalente al trabajo positivo obtenido del ciclo, mientras que el área encerrada por el diagrama del espacio de compresión representa el trabajo negativo o realizado por el sistema para la compresión del gas. Como se puede observar, el trabajo de expansión es mayor

que el de compresión y, para un modelo basado en la suposición isotérmica, la diferencia de área entre los diagramas de expansión y compresión es equivalente con el área del diagrama P - V del volumen total [29].

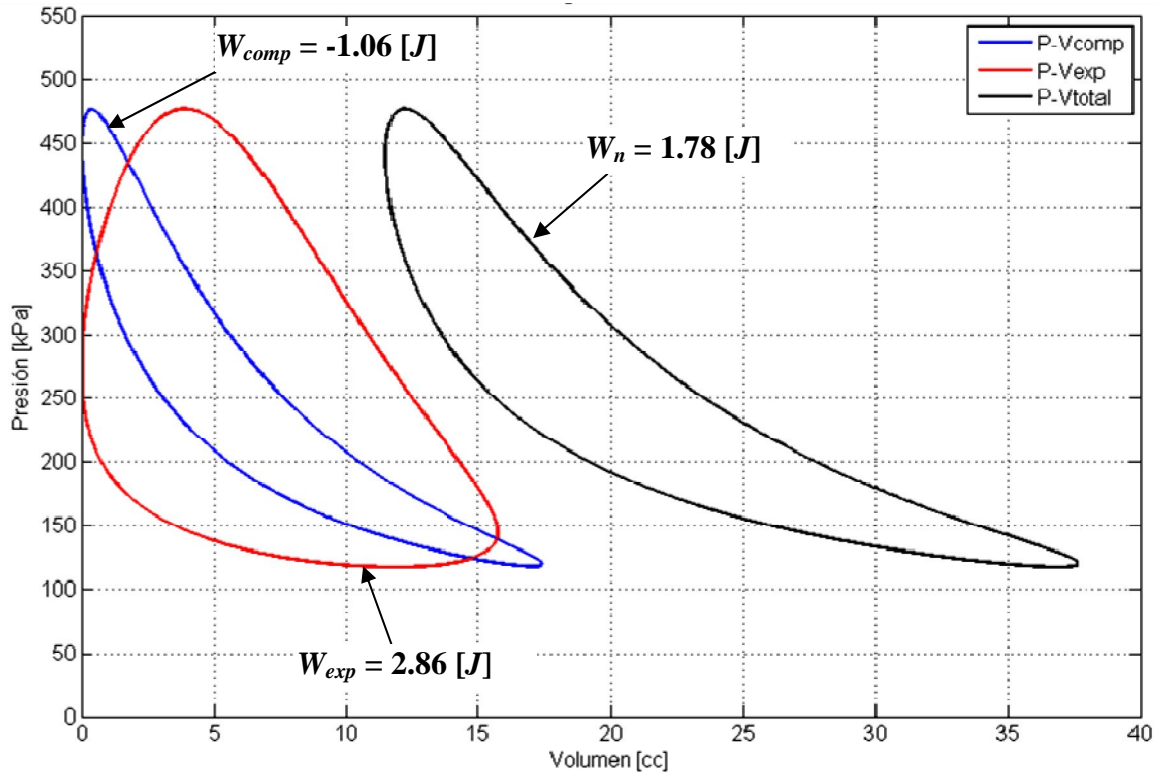


Figura 5.3. Diagramas P - V del ciclo isotérmico ideal del motor Stirling construido. Diagrama obtenido de los datos de la tabla 4.5. Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, como era de esperarse, las temperaturas medias efectivas difieren de las temperaturas de la fuente y sumidero de calor, por lo que el análisis isotérmico ofrece valores distintos para cada caso. La diferencia porcentual entre las temperaturas de enfriamiento es de 32.89 %, mientras que para la temperatura de calentamiento los valores difieren en un 20.68 %; lo que indica que la mayor diferencia se presenta para los límites inferiores de temperatura.

La aproximación obtenida de las condiciones de trabajo reales bajo las que opera el fluido de trabajo, quedan descritas por los resultados obtenidos en el diagrama P - V del ciclo indicado, el cual se muestra en la figura 5.4. El área encerrada por los diagramas de expansión y compresión, representa las condiciones de suministro y rechazo de calor hacia y desde el gas, respectivamente, mientras que el área

encerrada por el trazo del volumen total equivale al trabajo indicado, el cual es el trabajo disponible para ser transformado en trabajo de flecha o torque.

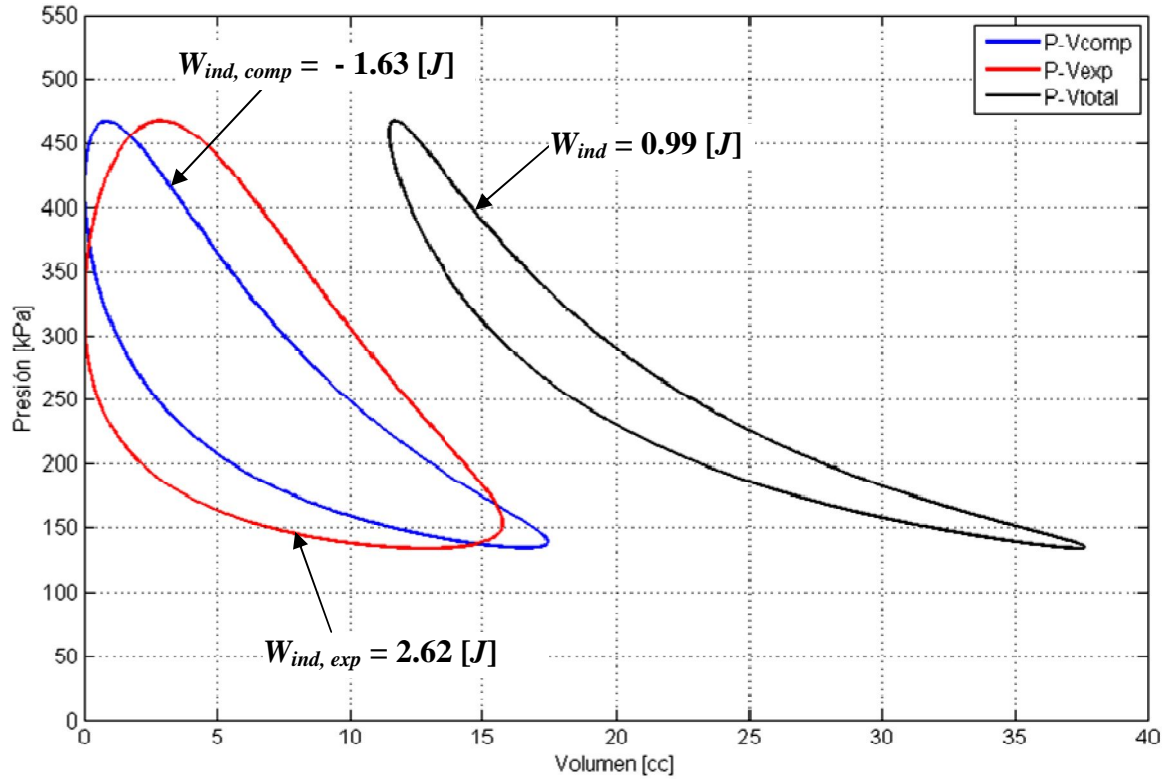


Figura 5.4. Diagramas P-V del ciclo indicado del motor Stirling construido. Diagrama obtenido de los datos de la tabla 4.8. Fuente: Elaboración propia.

5.3.1. Comparativo entre el ciclo ideal y el ciclo indicado.

En la tabla 5.1 se presenta una síntesis de los resultados obtenidos en cuanto a los dos ciclos obtenidos mediante la suposición isotérmica: el ciclo ideal y el ciclo indicado.

| Temperaturas [K] | | Presiones [bar] | | Trabajo [J] | |
|-------------------|-----------------|------------------|------------------|--------------------|------------------------|
| Ideal | Indicado | Ideal | Indicado | Ideal | Indicado |
| $T_e = 310.47$ | $Tm_e = 413.58$ | $P_{min} = 1.34$ | $P_{min} = 1.37$ | $W_{exp} = 2.86$ | $W_{ind,exp} = 2.62$ |
| $T_c = 838.65$ | $Tm_c = 665.22$ | $P_{max} = 4.62$ | $P_{max} = 4.35$ | $W_{comp} = -1.06$ | $W_{ind,comp} = -1.63$ |
| $T_r = 531.55$ | $Tm_r = 529.47$ | $P_{med} = 2.15$ | $P_{med} = 2.44$ | $W_n = 1.78$ | $W_{ind} = 0.99$ |

Tabla 5.1. Resultados de los ciclos isotérmicos ideal e indicado del motor construido.

En la figura 5.5 se presenta un comparativo entre los diagramas P - V del ciclo isotérmico ideal y del ciclo indicado para el volumen de trabajo total. Las líneas correspondientes a los procesos de compresión y expansión del ciclo ideal, no coinciden con las líneas de los procesos del ciclo indicado, dado que las condiciones del fluido son distintas; esto es debido a la sustitución de las temperaturas de las paredes por las temperaturas medias efectivas en el análisis isotérmico. La diferencia entre el área encerrada por estos diagramas es consecuencia directa del uso de diferentes límites de temperatura.

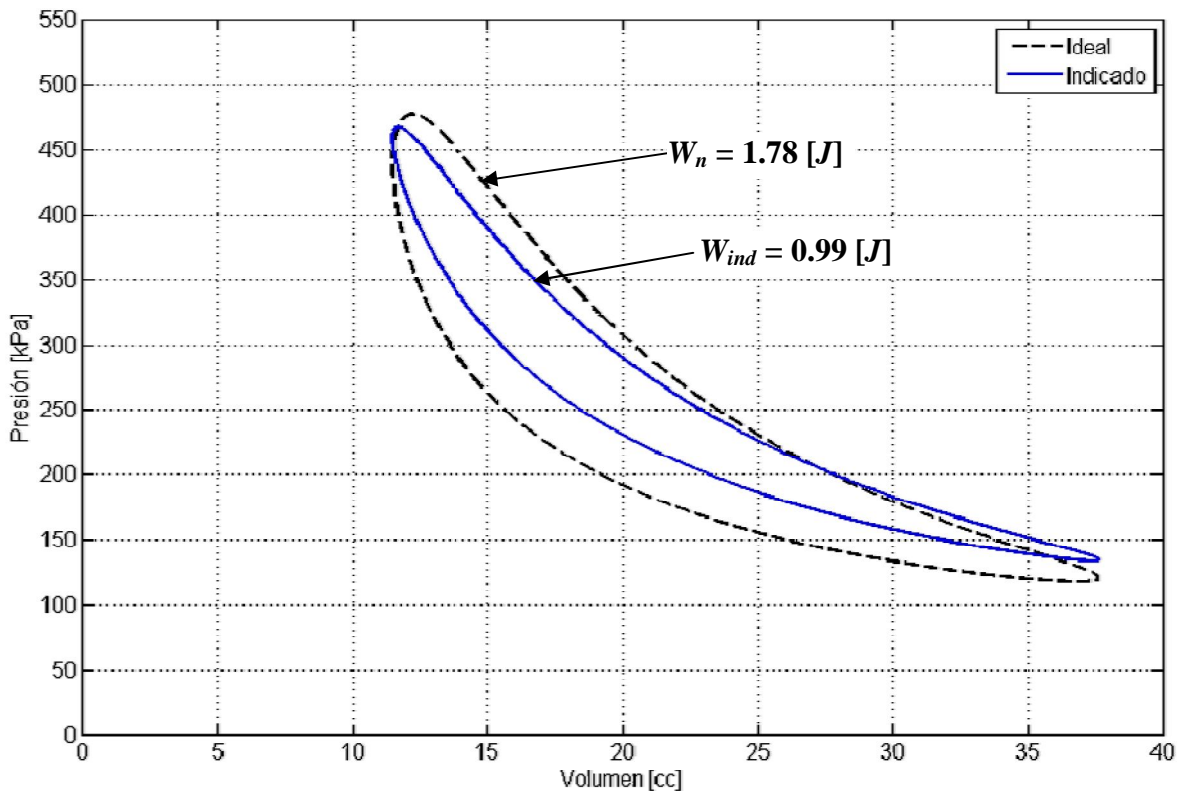


Figura 5.5. Comparativo entre el ciclo isotérmico ideal y el ciclo indicado del motor construido. Diagrama obtenido de los datos de la tabla 5.1. Fuente: Elaboración propia.

5.4. Análisis de eficiencias y balance de energía

Los valores de eficiencias obtenidos se presentan en la tabla 5.2. La eficiencia termodinámica obtenida del análisis isotérmico ideal indica que el 62.98 % del calor suministrado puede ser convertido en trabajo; sin embargo en la realidad, las pérdidas de energía influyen reduciendo el valor del trabajo indicado; la eficiencia de Segunda Ley muestra esto, dado que el valor obtenido es de un 8.48%.

Capítulo 5. Análisis de Resultados

La eficiencia mecánica indica que un 61% del trabajo indicado es convertido en trabajo de flecha o torque; lo que revela un buen diseño del mecanismo.

| Eficiencias | |
|----------------|---------------------------|
| Ideal | $\eta_{iso} = 62.98 [\%]$ |
| De Segunda Ley | $\eta_{II} = 8.48 [\%]$ |
| Mecánica | $\eta_{mec} = 61.01 [\%]$ |
| Total | $\eta_{tot} = 5.18 [\%]$ |

Tabla 5.2. Valores obtenidos de eficiencias.

Los resultados del balance de energía se presentan en la tabla 5.3. Los valores encontrados con respecto a las pérdidas de energía se hacen presentes representando el 80.86 % de la energía involucrada en el motor. Estas pérdidas de energía, más el calor que es sustraído del gas durante el proceso de enfriamiento, dan un total de 94.82 %. De esta manera, la potencia conseguida con el freno representa únicamente el 5.18 % de toda la energía involucrada en el sistema. En la figura 5.6 se representa el balance de energía del sistema en forma de diagrama.

| Pérdidas de energía | | |
|-----------------------------|------------|-------------|
| | Cantidades | Porcentajes |
| Por conducción estática | 105.62 [W] | 45.50 [%] |
| Por el ambiente | 74.41 [W] | 32.06 [%] |
| Por el enfriamiento del gas | 32.38 [W] | 13.96 [%] |
| Por el mecanismo | 7.67 [W] | 3.30 [%] |
| Pérdidas totales | 220.08 [W] | 94.82 [%] |

Tabla 5.3. Valores obtenidos de pérdidas de energía.

Los resultados indican que existe una gran cantidad de energía que no es aprovechada y que se pierde por diversas formas. El fluido de trabajo no experimenta una transferencia de calor total desde la fuente puesto que la temperatura media efectiva de cada proceso dista considerablemente de la temperatura de la pared de cada espacio.

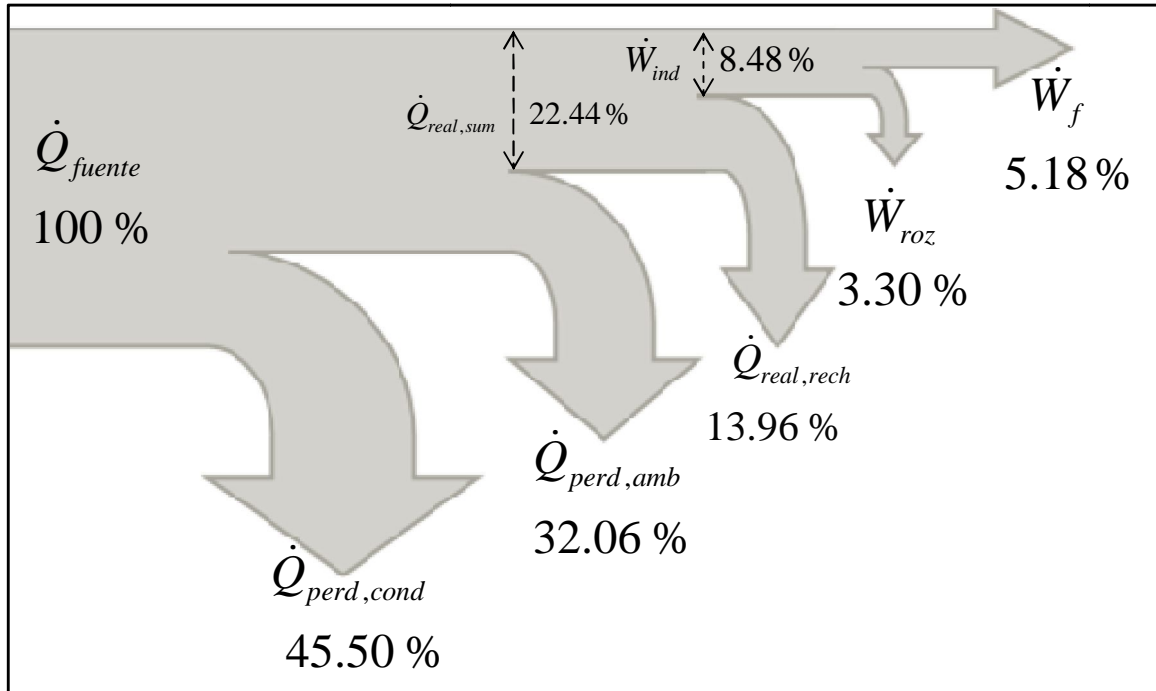


Figura 5.6. Representación del balance de energía del motor Stirling Silver II construido. Diagrama obtenido de los datos de las tablas 5.2 y 5.3. Fuente: Elaboración propia.

En cuanto a las pérdidas, el resultado más significativo es el correspondiente a las pérdidas por conducción estática. Es evidente que el desempeño del motor se ve considerablemente afectado por este parámetro el cual también influye en las pérdidas hacia el ambiente, pues la temperatura del cilindro aumenta en gran medida favoreciendo la transferencia de calor con este medio. El motor Stirling Silver II original, diseñado por Roy Darlington [5], presenta un cilindro construido de acero inoxidable², un material con una conductividad térmica aproximada $k_{acero,inox}=18.3$ [W/m-K], a diferencia del bronce estándar con una conductividad térmica aproximada $k_{bronce} = 57$ [W/m-K], con el que se construyó el cilindro del motor aquí estudiado.

Aunado a lo anterior, la resistencia que presenta el bronce estándar es menor que la del acero inoxidable de cualquier grado, por lo que las paredes del cilindro del motor construido, fueron un milímetro más gruesas que las del modelo original, con el fin de soportar la presión en su interior; este aumento de espesor lleva a un aumento en el área transversal de las paredes del cilindro. La alta conductividad térmica del bronce y el aumento en el área transversal, propiciaron que las pérdidas de calor aumentaran, reduciendo en gran medida el rendimiento del motor construido.

² No se especifica en [5] el grado o tipo de aleación

CONCLUSIONES

Para poder llevar a cabo la caracterización y el estudio termodinámico del motor Stirling aquí presentado, fue preciso realizar una amplia investigación para comprender la manera en que operan los motores de este tipo.

Se hizo una revisión de los modelos de cálculo presentes en la bibliografía consultada, y se seleccionó un modelo que ofreciera los resultados suficientes para poder obtener una aproximación al funcionamiento real del motor bajo estudio. Se seleccionó el análisis isotérmico de segundo orden [4], el cual se basa en la suposición de que el fluido de trabajo toma instantáneamente la temperatura de las paredes metálicas del espacio que ocupa. El motivo principal por el que se seleccionó este tipo de análisis como base para el modelo a desarrollar, es debido a que en un motor del tipo Beta, los espacios de intercambio de calor coinciden con los espacios de expansión y compresión del gas, por lo que es congruente suponer que los valores de temperatura también sean coincidentes en dichos espacios.

Se realizó un análisis de la transferencia de calor que tiene lugar en los espacios de calentamiento y enfriamiento de un motor de este tipo, y mediante las ecuaciones propuestas por Martini [15], se obtuvieron las temperaturas medias efectivas de cada proceso. La incorporación de dichas temperaturas al análisis isotérmico, permitió la obtención de un modelo termodinámico que considera los efectos de una transferencia de calor finita, la cual está presente en los procesos de suministro y rechazo de calor.

Las consideraciones del modelo desarrollado son las siguientes:

- La masa total del fluido de trabajo en el interior del cilindro es constante.
- Los volúmenes de compresión y expansión varían de manera senoidal.
- La presión instantánea es la misma para todo el fluido del trabajo.
- Se aplica la suposición isotérmica, sustituyendo las temperaturas de cada espacio del cilindro por las temperaturas medias efectivas de cada proceso.

-
-
- Se toman en cuenta los efectos de una transferencia de calor finita entre las paredes del cilindro y el fluido de trabajo.
 - Se consideran las pérdidas de calor hacia el exterior del cilindro.
 - Se toman en cuenta las pérdidas por fricción en el mecanismo conductor del motor.

A partir del modelo termodinámico obtenido, se desarrolló una metodología para caracterizar un motor del tipo Beta.

Para fines prácticos, se construyó un motor tipo Beta con base en el motor Stirling Silver II y se aplicó la metodología desarrollada.

Mediante la puesta en marcha del motor construido, se obtuvieron los parámetros que determinan la aproximación al ciclo real bajo el que opera el fluido de trabajo, el cual fue aire atmosférico. Así mismo, mediante los límites de temperatura obtenidos de la experimentación, se determinó el ciclo isotérmico ideal presente al dejar de lado las pérdidas de energía. Los resultados de este análisis ideal permitieron tener un punto de comparación para los resultados arrojados por la aplicación del modelo termodinámico propuesto. A partir de la comparación entre el ciclo ideal isotérmico y la aproximación al ciclo real obtenida, se concluye lo siguiente:

- Las líneas de proceso presentes en los diagramas presión-volumen del ciclo ideal, no coinciden con las líneas de proceso de la aproximación al ciclo real obtenida.
- El trabajo neto obtenido de la aproximación al ciclo real es inferior al trabajo neto obtenido del ciclo ideal.
- El trabajo neto del ciclo ideal se presenta como el máximo valor de trabajo disponible, y al que se podría aproximar el desempeño del motor al mejorar su diseño y, sobre todo, la eficiencia con la que se transfiere el calor entre las paredes del cilindro y el fluido de trabajo.

Además de los parámetros del ciclo termodinámico al que opera el fluido de trabajo, se obtuvieron las curvas características del motor en cuanto a torque y potencia al freno se refiere, y se determinó el punto óptimo de operación, en el que se presentan los valores máximos para estas dos variables. De estos resultados se concluye lo siguiente:

-
-
- El valor máximo de torque y el valor máximo de la potencia al freno no se producen a la misma velocidad angular.
 - El mayor torque se presenta a una velocidad angular cercana a las 1100 [RPM].
 - La mayor potencia al freno está presente a una velocidad angular aproximada de 1250 [RPM].
 - El valor máximo de torque obtenido fue de 0.61 [N-m], mientras que el valor máximo de potencia al freno fue de 12.01 [W].

Se realizó un balance de energía con los resultados obtenidos al aplicar la metodología desarrollada y se observó que el motor bajo estudio se encuentra expuesto a una serie de pérdidas de energía que conllevan a la disminución de su desempeño en un 94.82 %, siendo las pérdidas de calor las más significativas con un porcentaje de 91.52 %.

La eficiencia de Segunda Ley de los motores Stirling se encuentra en el rango de 40 a 60 % [29]; en el caso del motor bajo estudio, esta eficiencia se encuentra muy por debajo de este rango de valores, con un 8.48 %, por lo que este motor en particular no se puede considerar como eficiente.

Los resultados obtenidos de la experimentación, así como del modelo termodinámico desarrollado, sugieren que la principal razón por la que el rendimiento del motor construido no fue acorde con las expectativas, fue el uso de bronce estándar como sustituto de acero inoxidable para la construcción del cilindro de calentamiento, puesto que lo anterior conlleva a una ineficiencia en el suministro de calor real hacia el fluido de trabajo y un aumento en la cantidad de calor que es perdida hacia el agua de enfriamiento.

RECOMENDACIONES

La metodología aquí propuesta fue desarrollada con base en un motor del tipo Beta; para ser aplicada en motores tipo Alfa y Gama, es recomendable realizar antes un estudio de los procesos de transferencia de calor entre el cilindro y el gas tomando en cuenta la geometría, tipo de intercambiador de calor y los materiales con que están contruidos los cilindros de calentamiento y enfriamiento.

Dado que el desempeño de un motor Stirling se ve afectado por diversos factores, es recomendable realizar un análisis teórico con base en los resultados obtenidos por la operación de otros motores antes de comenzar con la construcción o diseño de un motor de este tipo. Se recomienda empezar analizando los diversos medios por los que se presentan las pérdidas de energía y con base en los resultados, identificar los parámetros que permitan reducir dichas pérdidas.

La selección de los materiales para la construcción del motor juega un papel muy importante, por lo que es recomendable utilizar los materiales óptimos para cada elemento del motor indicados en la bibliografía.

REFERENCIAS

- [1] BANCHA, Kongtragool, SOMCHAI, Wongwises. A Review of Solar-Powered Stirling Engines and Low Temperature Differential Stirling Engines. Elsevier Science Ltd. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2003.
- [2] BOLUFER, P. La Mayor Planta Termosolar con Motor Stirling. Artículo técnico. Instituto Químico de Sarriá 2007.
- [3] CENGEL, Yunus, BOLES, Michael A. Termodinámica. Sexta edición, Mc Graw Hill. MÉXICO 2008.
- [4] CHEN, N. C. J., GRIFFIN, F. P. A Review of Stirling Engines Mathematical Models. Oak Ridge National Laboratory. E.U.A. 1983.
- [5] DARLINGTON, R., STRONG, K., Stirling and Hot Air Engines: An Insight into Building and Designing Experimental Model Stirling Engines. The Crowood Press. GRAN BRETAÑA 2005.
- [6] FINKELSTEIN, T., ORGAN, A. J. Air Engines. The History, Science, and Reality of the Perfect Engine. ASME PRESS. E.U.A. 2001.
- [7] FITT, William. Steam and Stirling Engine You Can Build. Village Press Publications. E.U.A. 2003.
- [8] GIACOSA, Dante. Motores endotérmicos. Tercera edición, Editorial Dossat, S.A. ESPAÑA 1980.
- [9] HELLER, Peter, REINALTER, Wolfgang . Status of Development of the Dish/Stirling Systems at Plataforma Solar de Almería. DLR Plataforma Solar de Almería. ESPAÑA 2002.
- [10] HERZOG, Zig . Mechanical Drives for Stirling Engines. Consultado 17 de Julio de 2010 online. Disponible en <http://mac6.ma.psu.edu/stirling/drives/index.html>.
- [11] HESSELGREAVES, J.E. Compact Heat Exchangers. Selection, Design and Operation. Elsevier Science & Technology Books. E.U.A. 2001.

- [12] HSU, S.T. , LIN, F.Y., CHIOU, J.S. Heat-Transfer Aspects of Stirling Power Generation Using Incinerator Waste Energy. Elsevier Ltd. 2002.
- [13] INCROPERA, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta Edición. MÉXICO 1999.
- [14] KHURMI, R.S., GUPTA, J.K. Theory of Machines: Textbook for Students of B. Sc. Eng. and Diploma Courses. Doceava edición, S. Chand & Co. Ltd. INDIA 1997.
- [15] MARTINI, W. R. Stirling Engine Design Manual. 2nd ed. NASA. E.U.A. 1983.
- [16] NORTON, Robert L. Design Of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines. Segunda edición, Mcgraw Hill Inc. E.U.A. 1999.
- [17] OBERT, Edward F. Motores de combustión interna. Onceava edición, Compañía Editorial Continental S.A. (CECSA). MÉXICO 1979.
- [18] OMAÑA VELÁZQUEZ, Darío. Estudio Teórico del Regenerador para un Motor Stirling. Tesis de maestría. Instituto Politécnico Nacional. MÉXICO 2007.
- [19] ORGAN, A. The wire mesh regenerator of the Stirling cycle machine. E.U.A. 1994.
- [20] ORGAN, A. The Regenerator and the Stirling Engine. Mechanical Engineering Publications Limited. E.U.A. 1997.
- [21] RIZZO, J. G. The Stirling Engine Manual. Somerset: Camden Miniature Steam Services. 1997.
- [22] SENFT, J. R. Mechanical Efficiency of Heat Engines. Cambridge University Press. E.U.A. 2007.
- [23] STINE, William B. A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology. Sandia National Laboratories. E.U.A. 1994.
- [24] STOLPA, Scott. Turbulent Heat Transfer. E.U.A. 2004.

- [25] TLILI, Iskander , TIMOUMI, Youssef , BEN NASRALLAH, Sassi. Analysis and Design Consideration of Mean Temperature Differential Stirling Engine for Solar Application. Elsevier Ltd.2007.
- [26] URIELI, I. Stirling Engine Ideal isothermal Analysis. Consultado 9 de Junio de 2010 online. Disponible en <http://www.ohio.edu/people/urieli/stirling/isothermal/isothermal.html>
- [27] URIELI, I. y BerchowitZ D. Stirling Cycle Machine Analysis. Adam Hilger, Bristol. GRAN BRETAÑA 1984.
- [28] VÁZQUEZ CERVANTES, Jorge. Metodología para el Rediseño de Motores de Ciclo Stirling. Tesis de maestría. Instituto Politécnico Nacional. MÉXICO 2006.
- [29] WALKER, Graham, Stirling Engines. Oxford University Press. E.U.A. 1980.

ANEXO I

PIEZAS Y MATERIALES DEL MOTOR STIRLING SILVER II [5]

| No. Pieza | Nombre de la pieza | Material |
|-----------|---------------------------------------|--------------------------------|
| 01 | Brida del volante de inercia | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 02 | Eslabón biela-balancín | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 03 | Volante de inercia | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 04 | Bloque pivote del balancín | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 05 | Carcasa del cárter | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 06 | Biela del pistón de potencia | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 07 | Pistón de potencia | Hierro colado |
| 08 | Horquilla del pistón de potencia | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 09 | Cilindro de enfriamiento | Bronce estándar |
| 10 | Placa frontal del quemador | Aceros AISI 1020 |
| 11 | Placa final del quemador | Aceros AISI 1020 |
| 12 | Adaptador de la boquilla del quemador | Bronce estándar |
| 13 | Boquilla | Bronce estándar |
| 14 | Tubo de mezclado | Bronce estándar |
| 15 | Cuerpo del quemador | Aceros AISI 1020 |
| 16 | Camisa de agua | Tubo de cobre |
| 17 | Tubo de transferencia del agua | Tubo de bronce estándar |
| 18 | Placa frontal del cárter | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 19 | Placa trasera de cárter | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 20 | Sellos finales de la camisa de agua | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 21 | Eslabón balancín-biela desplazador | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 22 | Balancín | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 23 | Manivela de equilibrio | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 24 | Soporte de rodamientos | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 25 | Cabeza de la transmisión final | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 26 | Poste de la transmisión final | Bronce estándar |
| 27 | Placa base | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 28 | Coronilla del volante de inercia | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 29 | Eje excéntrico del cigüeñal | Aceros inoxidable [†] |
| 30 | Soporte de chimenea | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 31 | Chimenea | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 32 | Soporte trasero del cárter | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 33 | Soporte frontal del cárter | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 34 | Ventana de inspección del cárter | Polimetilmetacrilato |
| 35 | Cojinete del pivote del balancín | Bronce prelubricado |

[†] No se especifica el grado o tipo de aleación

PIEZAS Y MATERIALES DEL MOTOR STIRLING SILVER II
(CONTINUACIÓN)

| | | |
|----|-------------------------------------|---|
| 36 | Pivote del balancín | Acero inoxidable [†] |
| 37 | Cojinete del balancín | Bronce prelubricado |
| 38 | Eje final del balancín | Acero inoxidable [†] |
| 39 | Cojinete de biela del pistón | Bronce prelubricado |
| 40 | Filtro de tetera | Malla de acero inoxidable [†] |
| 41 | Final del eje impulsor mayor | Bronce prelubricado |
| 42 | Enlace de tornillo | Acero inoxidable [†] |
| 43 | Eje impulsor | Acero inoxidable [†] |
| 44 | Eje del cigüeñal o flecha | Acero inoxidable [†] |
| 45 | Conector final del desplazador | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 46 | Pistón desplazador | Acero inoxidable [†] |
| 47 | Cojinete del eje del desplazador | Bronce prelubricado |
| 48 | Soporte del tubo del quemador | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 49 | Eje del pistón de potencia | Acero inoxidable [†] |
| 50 | Cilindro de calentamiento | Acero inoxidable [†] o titanio |
| 51 | Anillo sellador | Goma sintética |
| 52 | Poste de transmisión | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 53 | Cojinete del poste de transmisión | Bronce prelubricado |
| 54 | Rodamiento S614C o MCK | - No especificado - |
| 55 | Rueda final de la transmisión | Aleación de aluminio 5251-H22 |
| 56 | Anillo de goma del filtro de aceite | Goma sintética |
| 57 | Final del eje de transmisión | Acero inoxidable [†] |

[†] No se especifica el grado o tipo de aleación

ANEXO II

CONSTRUCCIÓN DE FRENO DE PRONY Y FRECUENCIÓMETRO

II.1. Freno de Prony

El Freno de Prony es un dispositivo empleado para medir el par de un motor y complementado con la medición de la velocidad angular, se puede conocer la potencia de dicho motor. Esencialmente, este arreglo mide la fuerza ejercida en un punto a una distancia d del eje del motor y de esta manera se puede calcular el par [14]. El momento producido por la fuerza de fricción generada por el freno es igual al par o torque proveniente de la flecha del motor. En la figura I.1 se muestra un diagrama de este dispositivo.

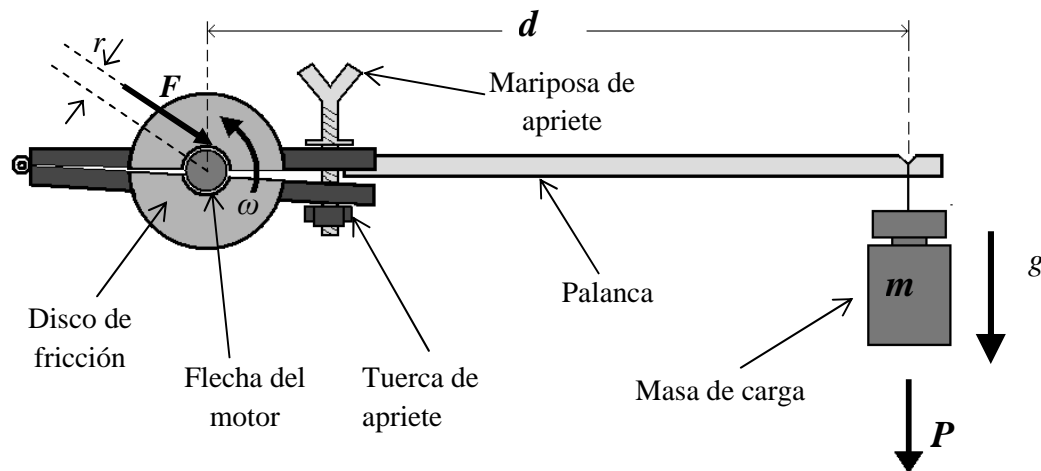


Figura II.1. Freno de Prony. Fuente: Adaptado de [14]

De acuerdo con la figura II.1, se tiene:

| | |
|----------|---|
| m | masa de carga [kg] |
| P | peso ejercido por la masa de carga [N] |
| d | distancia horizontal del peso P a la flecha del motor [m] |
| r | radio de la flecha del motor [m] |
| F | fuerza ejercida por el disco de fricción [N] |
| ω | velocidad angular del motor [rad/s] |
| g | aceleración gravitacional [m/s^2] |

Durante la operación del motor, la masa de carga m se cuelga al final de la palanca; el disco de freno produce una fuerza de fricción F sobre la flecha del motor, produciendo una resistencia al giro y reduciendo su velocidad angular. La mariposa se aprieta hasta que el motor presente una velocidad angular constante, y la palanca se encuentre en posición horizontal. En este instante, el momento producido por la fuerza de fricción se encuentra en equilibrio con el momento producido por el peso al final de la palanca, de esta manera, el torque T del motor es:

$$Tor = F \times r = P \times d \quad (\text{II.1})$$

donde:

Tor torque del motor [$N\cdot m$]

La potencia al freno es la potencia ejercida por el freno para mantener la palanca en posición horizontal y equivale a la potencia real obtenida por la flecha del motor. La potencia al freno se obtiene como sigue:

$$\dot{W}_f = Tor \times \frac{2\pi \omega}{60} \quad (\text{II.2})$$

donde:

\dot{W}_f potencia al freno [W]

La velocidad angular indica el número de revoluciones completadas por la flecha del motor en un segundo. Por otra parte, la frecuencia de operación del motor f , es igual al número de ciclos del motor que tienen lugar por segundo.

$$f = \frac{2\pi \omega}{60} \quad (\text{II.3})$$

donde:

f frecuencia de operación [$ciclos/s$]

En el caso de un motor Stirling, un ciclo se completa con cada revolución de la flecha; de esta manera, la potencia al freno se puede obtener como sigue:

$$\dot{W}_f = m \times g \times d \times f \quad [W] \quad (\text{II.4})$$

Construcción del Freno de Prony

Para conocer el torque y potencia al freno del motor Stirling tipo Beta bajo estudio, se construyó el Freno de Prony que se observa en la figura II.2.

La longitud de la palanca es de 0.16 [m] y las masas utilizadas para el peso de carga varían de 0.02 [kg] a 0.20 [kg] (figura II.3).

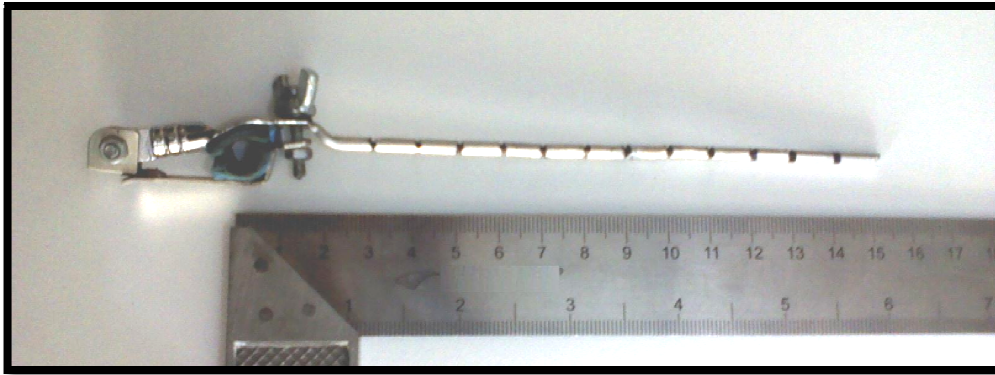


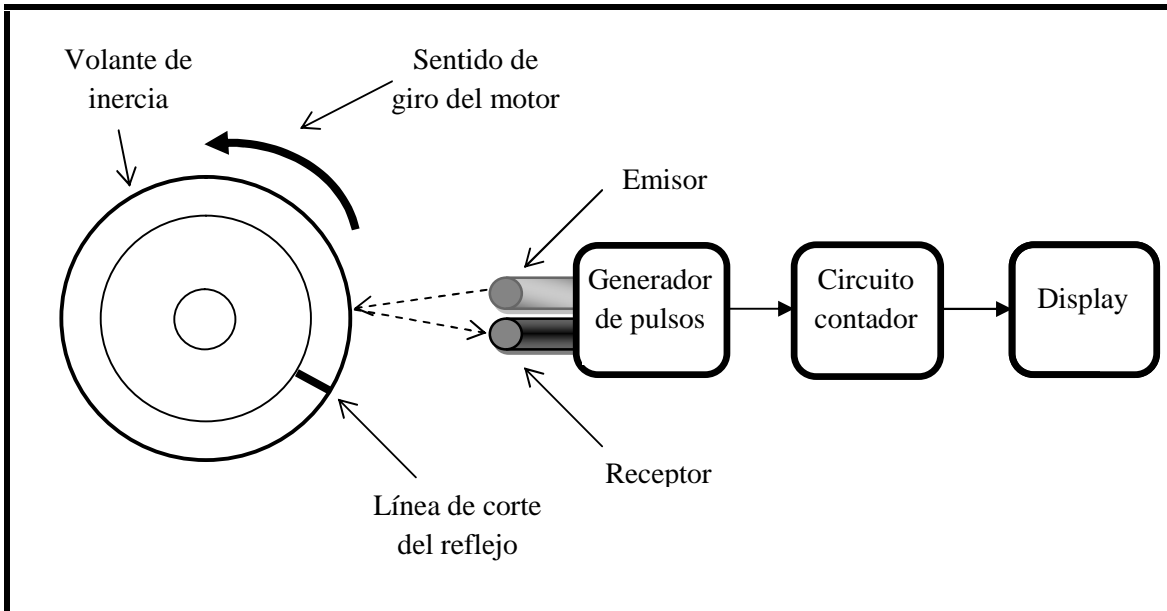
Figura II.2. Freno de Prony construido. Fuente: Elaboración propia.



Figura II.3. Freno de Prony construido y juego de masas. Fuente: Elaboración propia.

II.2. Construcción del frecuenciómetro

Se diseñó y construyó un dispositivo electrónico capaz de medir la frecuencia de operación del motor Stirling tipo Beta bajo estudio. Este frecuenciómetro funciona midiendo la cantidad de giros completados por el motor durante un segundo. En la figura II.4 se muestra un diagrama del funcionamiento del frecuenciómetro y en la figura II.5 se muestra el frecuenciómetro construido.



*Figura II.4. Diagrama de funcionamiento del frecuenciómetro construido.
Fuente: Elaboración propia.*

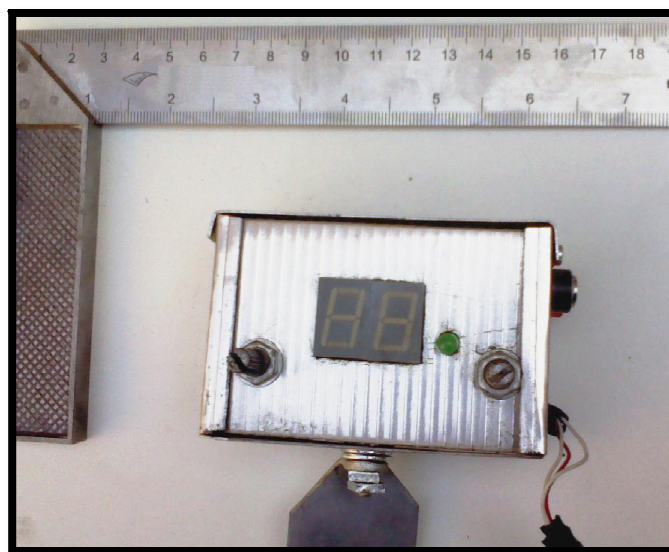


Figura II.5. Frecuenciómetro construido. Fuente: Elaboración propia.

La señal de entrada se obtiene mediante un sensor infrarrojo (Figura II.6), el cual consiste en un haz de luz infrarroja constante, que es emitido por un diodo LED infrarrojo y un transistor infrarrojo el cual se encuentra en saturación mientras que el haz de luz incide sobre él al ser reflejado por el volante de inercia del motor (Figura II.7).

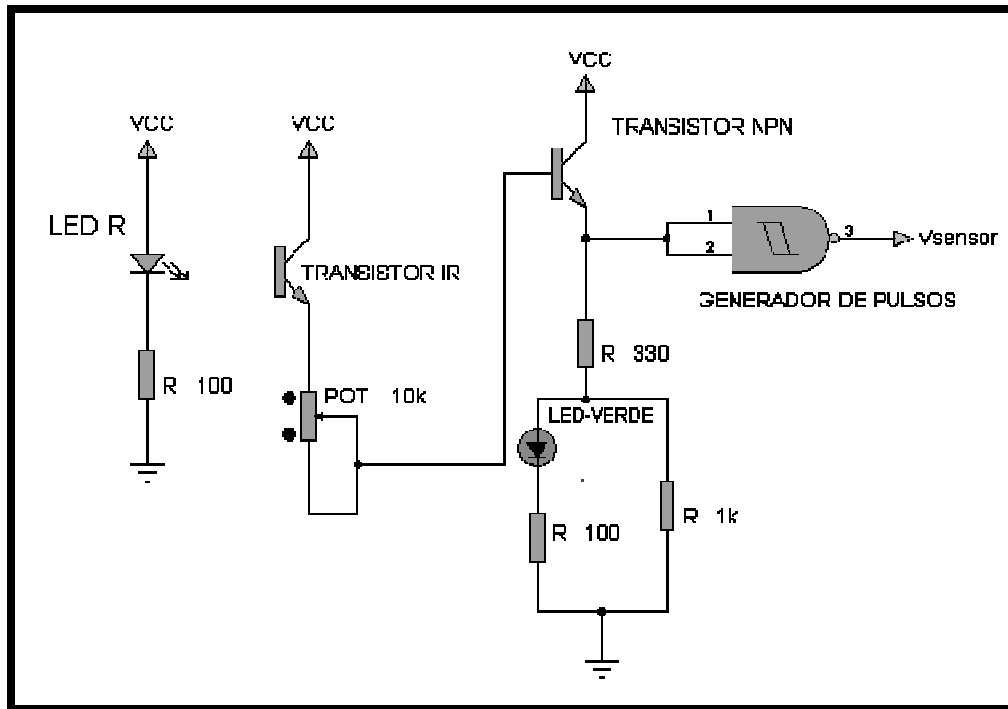


Figura II.6. Diagrama del circuito del sensor infrarrojo y generador de pulsos.
Fuente: Elaboración propia.

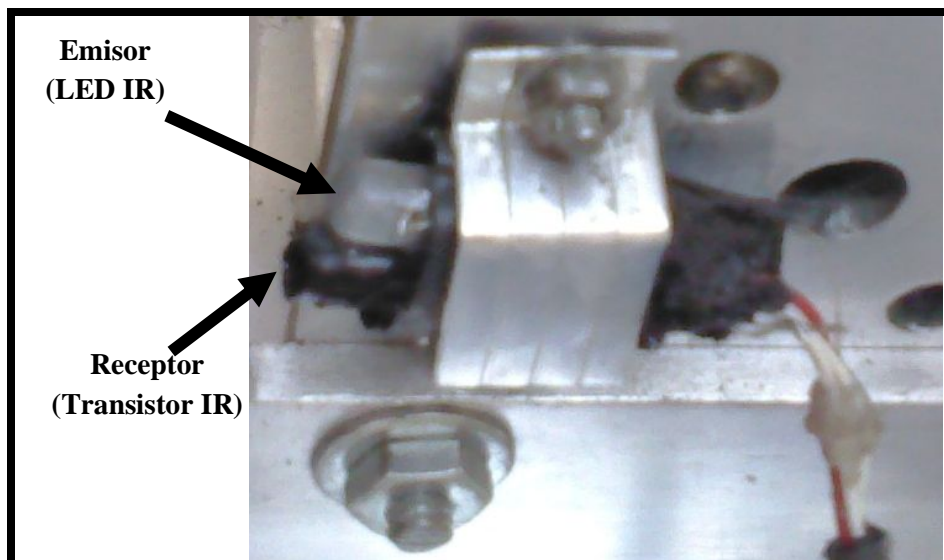


Figura II.7. Sensor infrarrojo construido. Fuente: Elaboración propia.

Al volante de inercia se le pintó una línea negra, la cual impide la reflexión del haz de luz infrarroja por un instante, durante la operación del motor, de tal manera que se tenga un pulso en la señal de entrada por cada vez que el volante de inercia realice un giro completo. En la figura II.8 se observa el sensor montado en la placa trasera del motor; la línea que impide la reflexión se encuentra en la cara interior del volante de inercia.

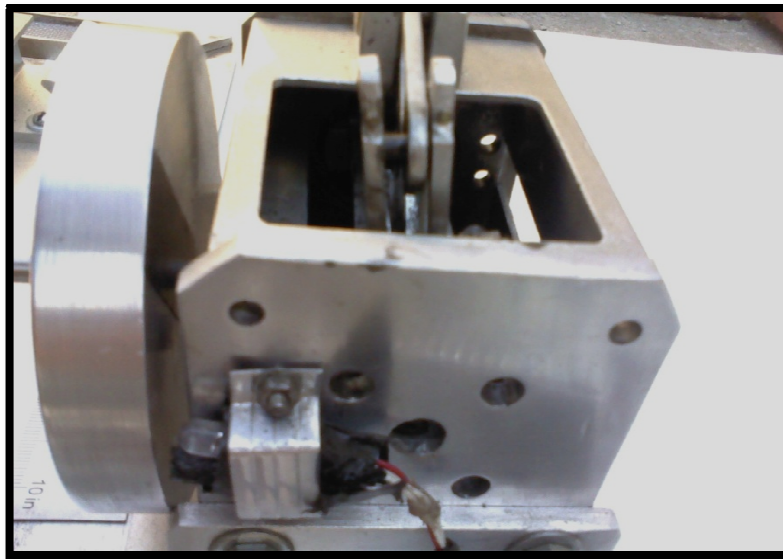


Figura II.8. Sensor infrarrojo montado en la placa trasera del motor. Fuente: Elaboración propia

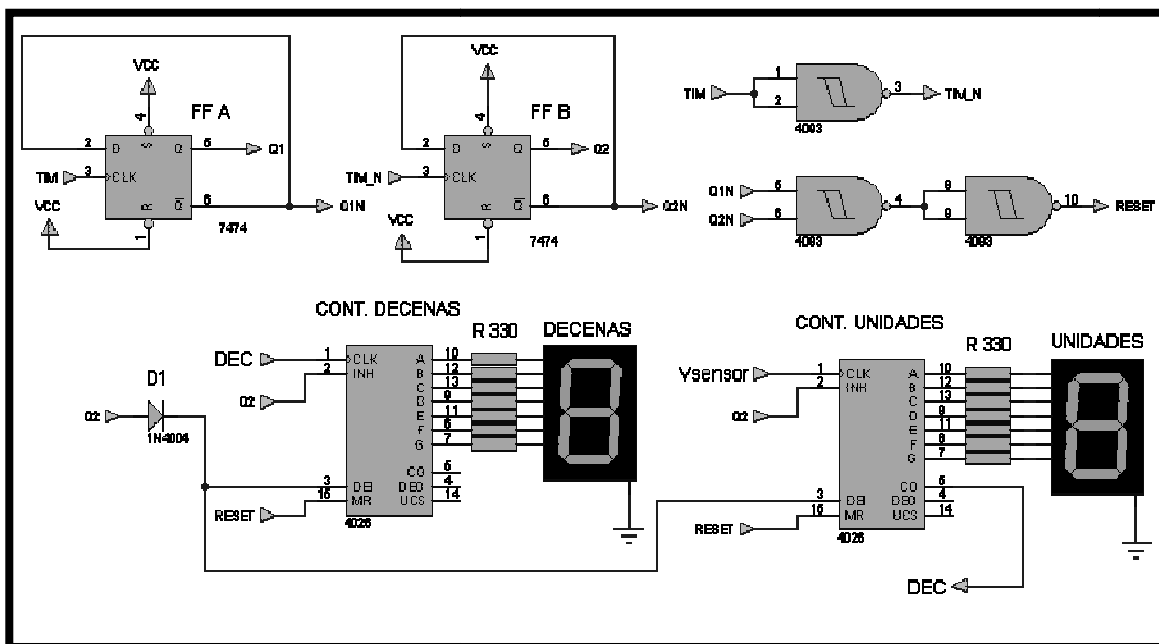


Figura II.9. Diagrama del circuito del contador. Fuente: Elaboración propia.

La señal proveniente del sensor infrarrojo es transformada por un generador de pulsos y mediante el circuito contador (figura II.9), se miden los pulsos producidos por el giro del volante de inercia durante un intervalo de tiempo establecido T_I .

El conteo a su vez, es habilitado por un temporizador en modo astable (figura II.10), el cual emite una señal de onda cuadrada, cuyo ancho se puede establecer mediante la calibración del instrumento (Figura II.11).

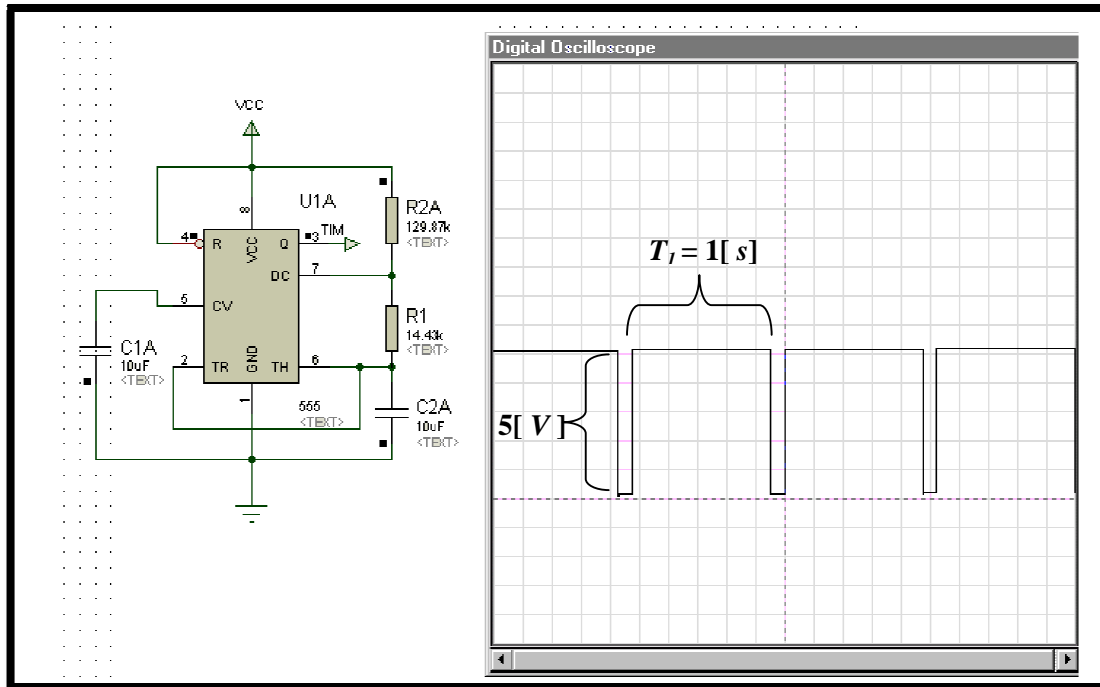


Figura II.10. Diagrama del circuito del temporizador en modo astable.

Fuente: Elaboración propia.

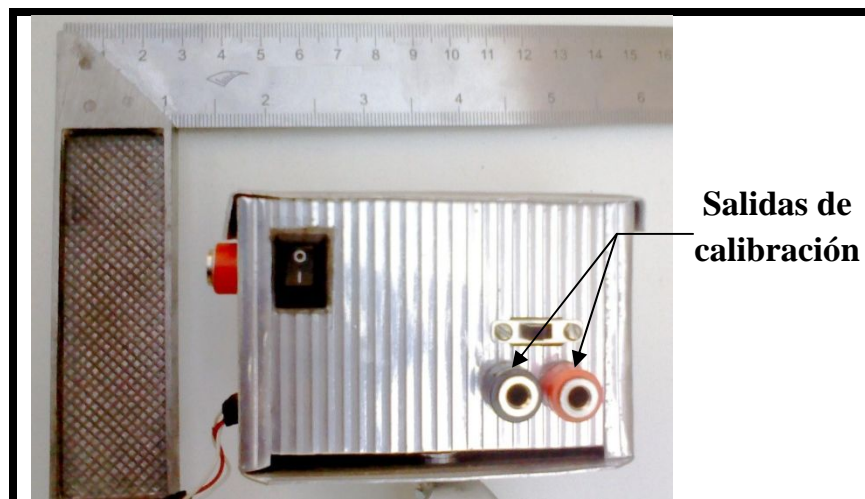
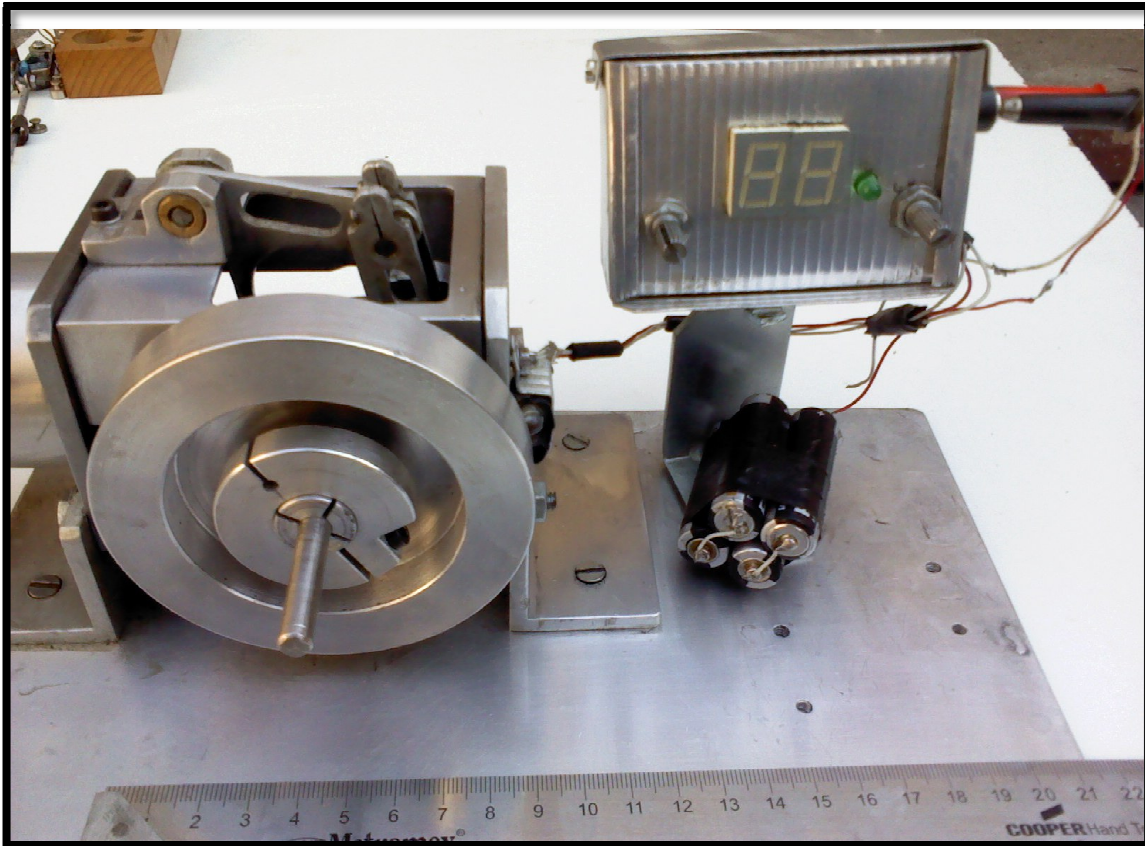


Figura II.11. Parte posterior del frecuenciómetro construido.

Fuente: Elaboración propia.

Al calibrar el instrumento, el ancho de la señal cuadrada del temporizador se establece en un segundo, de tal manera que se contabilicen los giros completados por el volante de inercia durante un segundo.

Finalmente, el número de pulsos contabilizados en un segundo, es mostrado en una pareja de display's de cátodo común (Figura II.12).



*Figura II.11. Frecuenciómetro construido montado sobre el motor Stirling Silver II.
Fuente: Elaboración propia.*

El frecuenciómetro construido es capaz de medir una frecuencia de operación de 99 [hz] (5940 [RPM] aprox.), y su precisión es establecida por la precisión del osciloscopio con el que se calibre. La principal ventaja que presenta, es que su funcionamiento no altera la operación del motor, a diferencia de otros instrumentos de contacto los cuales aplican una cierta fuerza de resistencia al movimiento del volante de inercia o flecha del motor. Mediante el frecuenciómetro construido, es posible determinar con precisión la frecuencia de operación y la velocidad angular del motor Stirling bajo estudio, el cual presenta un torque y potencia al freno relativamente bajos y que de otra manera, al utilizar un tacómetro de contacto, las lecturas de velocidad angular serían alteradas considerablemente.