

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR STIRLING PARA
LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA”**

TESIS

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO

VÍCTOR RAÚL AGÜERO ZAMORA

PROMOCIÓN 2003-II

LIMA – PERU

2006

Con todo mi cariño, respeto y
admiración hacia mis padres:

Rosa y Rafael

Por ser un ejemplo hacia mi
persona y por su apoyo
incondicional en todo momento.

INDICE

PRÓLOGO	1
CAPITULO I. INTRODUCCIÓN	4
1.1 Planteamiento del tema.....	4
1.2 Importancia del tema.....	5
1.3 Antecedentes y perspectivas del trabajo.....	6
1.4 Limitaciones del trabajo.....	18
CAPITULO II. ESTUDIO Y DESCRIPCIÓN DEL MOTOR STIRLING	19
2.1 Generalidades.....	19
2.1.1 Principio de funcionamiento.....	19
2.2 Descripción de los componentes de un motor Stirling.....	22
2.2.1 Zona caliente.....	22
2.2.2 Zona fría.....	24
2.2.3 Regenerador.....	27
2.2.4 Pistón.....	31
2.2.5 Desplazador.....	32
2.2.6 Mecanismo de conversión de movimiento.....	32
2.2.7 Volante.....	33
2.3 Tipos de configuración constructiva de los motores Stirling.....	34
2.3.1 Configuración alfa (Tipo α).....	34
2.3.2 Configuración beta (Tipo β).....	34
2.3.3 Configuración gamma (Tipo γ).....	35
2.4 Estudio del ciclo termodinámico del motor Stirling.....	35
2.4.1 Ciclo termodinámico ideal del motor Stirling.....	35
2.4.2 Ciclo real del motor Stirling.....	39

2.5 Principales parámetros de diseño de un motor Stirling.....	40
2.5.1 Influencia de los parámetros sobre la potencia indicada.....	41
2.5.2 Eficiencia mecánica máxima de un motor Stirling.....	43

CAPITULO III. CONSIDERACIONES TÉCNICAS PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR STIRLING PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA.....

3.1 Análisis termodinámico de Schmidt.....	46
3.1.1 Hipótesis de la teoría de Schmidt.....	46
3.1.2 Análisis isotérmico ideal.....	47
3.1.3 Temperatura promedio en el regenerador.....	48
3.2 Análisis térmico general de un motor Stirling.....	49
3.3 Selección del generador eléctrico.....	51
3.4.1 Características del generador de imanes de ferrita.....	51
3.4.2 Características del generador de imanes de neodimio.....	52

CAPITULO IV. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DEL MOTOR.....

4.1 Análisis cinemático del mecanismo.....	55
4.2 Diseño del mecanismo rómbico para la transformación de movimiento.....	56
4.3 Análisis termodinámico aplicado al prototipo.....	58
4.3.1 Consideraciones para el cálculo.....	58
4.3.2 Ecuaciones generales a utilizar.....	58
4.3.3 Cálculo.....	59
4.4 Análisis térmico aplicado al prototipo.....	64
4.4.1 Análisis térmico en el foco caliente.....	65
4.4.2 Análisis térmico en el foco frío.....	67
4.4.3 Cálculo térmico para el motor Stirling.....	71

CAPITULO V. CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR STIRLING.....	74
5.1 Dimensionamiento del motor.....	74
5.1.1 Dimensionamiento del mecanismo rómbico.....	75
5.1.2 Dimensionamiento del desplazador.....	77
5.1.3 Dimensionamiento del pistón.....	77
5.1.4 Dimensionamiento del cilindro.....	77
5.1.5 Dimensionamiento del eje.....	78
5.2 Construcción de las partes del motor.....	78
5.2.1 Diseño inicial del motor Stirling con mecanismo rómbico.....	79
5.2.2 Construcción del diseño final.....	82
5.3 Fotos del ensamble del motor Stirling con mecanismo rómbico.....	92
5.4 Costos en la fabricación del motor stirling.....	93
5.4.1 Costo de materiales.....	94
5.4.2 Costo de mano de obra.....	94
5.4.3 Precio de los generadores eléctricos.....	96
CAPITULO VI. ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROTOTIPO DEL MOTOR STIRLING PARA LA GENERACIÓN ELECTRICA UTILIZANDO GLP COMO COMBUSTIBLE.....	97
6.1 Características del banco de pruebas	98
6.2 Instrumentación utilizada.....	100
6.3 Metodología experimental.....	101
6.3.1 Para la medición de potencia al eje.....	101
6.3.2 Para las pruebas de generación eléctrica.....	102
6.4 Fórmulas utilizadas.....	103
6.5 Datos obtenidos en las pruebas del motor.....	104
6.5.1 Medición de potencia al eje.....	104
6.5.2 Pruebas de generación de energía eléctrica.....	111
6.6 Análisis de los resultados.....	116

CAPITULO VII. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	117
7.1 Conclusiones.....	117
7.2 Observaciones y recomendaciones.....	119
BIBLIOGRAFIA.....	121
ANEXOS.....	123
PLANOS.....	160

PROLOGO

El motor Stirling es una máquina térmica con bajos niveles de ruido y emisiones tóxicas. Este motor puede utilizar cualquier fuente de energía externa (combustibles sólidos, líquidos y gaseosos, energía nuclear, solar, fuentes geotermales, etc.), llegando a tener cero emisiones cuando utiliza la energía solar. En un futuro cercano, estos motores probablemente tendrán diferentes aplicaciones, llegando inclusive a reemplazar a los motores de combustión interna en algunas aplicaciones.

En el primer capítulo de esta tesis, se hace una reseña histórica del motor Stirling y, también, se menciona la importancia de este motor hoy en día y sus perspectivas en el futuro.

En el segundo capítulo, se explica el principio de funcionamiento de un motor Stirling con conceptos básicos de termodinámica. También se mencionan las diversas configuraciones de estos motores, y se explica el ciclo termodinámico de éste y la descripción de los componentes generales de un motor Stirling.

En el tercer capítulo, se realiza el análisis termodinámico de Schmidt y el análisis térmico aplicado a un motor Stirling. Esto servirá de base para el cálculo de los parámetros termodinámicos para cualquier configuración de este motor.

En el cuarto capítulo, se efectúa el análisis cinemático para un motor Stirling tipo beta, con mecanismo rómbico, esto se utiliza también junto con el análisis termodinámico de Schmidt y el análisis térmico para obtener los parámetros del motor.

En el quinto capítulo, se habla sobre el diseño y construcción del motor Stirling tipo beta con mecanismo rómbico. Se mencionan los detalles que se deben tener en cuenta para el diseño, y se describe la construcción de cada una de sus partes, también se mencionan los problemas que pueden surgir y las recomendaciones del caso.

En el sexto capítulo, se exponen los resultados obtenidos de pruebas experimentales, así como también los pasos que se siguieron para realizar dichas pruebas. También se mencionan los instrumentos utilizados en dichas pruebas, y se realiza el análisis de los resultados.

En el séptimo capítulo, se muestran las conclusiones de esta tesis, así como también las observaciones y recomendaciones.

Adicionalmente, en los anexos se incluyen los cálculos de algunas partes del motor y los programas realizados para el cálculo de los parámetros termodinámicos del motor.

La construcción del motor se realizó en el Laboratorio N° 4 de la Facultad de Ingeniería Mecánica de La Universidad Nacional de Ingeniería, ubicado en el pabellón S. Para la construcción se emplearon materiales disponibles en el mercado y los procesos de manufactura rutinarios que se realizan en un taller medianamente equipado.

Doy mi agradecimiento al Ing. Fabio Zegarra Ch. y al Ing. Reynaldo Palacios B. por su ayuda en la búsqueda de información y por su apoyo durante la construcción y pruebas del motor; al Lic. Willy Rojas y al Sr. Máximo Ponce por su apoyo e ideas durante la construcción del motor; y un agradecimiento especial al Dr. Juan Guillermo Lira Cacho por su confianza, asesoramiento, dedicación y paciencia desde el inicio de este trabajo y durante su desarrollo. Esta además decir, que doy mi agradecimiento a todas las personas que de una u otra manera me ayudaron en el desarrollo de este trabajo.

La finalidad de este trabajo es aportar, juntamente con el trabajo anterior realizado en la Facultad por el Ing. Fabio Zegarra, las bases para el diseño y construcción de un motor Stirling en el Perú (ya que la información disponible en el Perú sobre este tema es muy escasa), así como también, incentivar al alumnado a seguir investigando en este motor. Este motor puede ser de gran utilidad en zonas rurales que no cuenten con energía eléctrica, ya que sólo se necesitarían combustibles convencionales para el funcionamiento del motor. Con esto se lograría mejorar la productividad de sus actividades y mejorar la calidad de vida en dichas zonas, sin dañar al medio ambiente.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Planteamiento del tema

A lo largo de los años, especialmente desde que aparecieron las industrias y el motor de combustión interna, la atmósfera ha ido sufriendo cambios irremediables que hasta hoy en día siguen sucediendo. Algunos efectos de esos cambios son el efecto invernadero y el calentamiento global, causando cambios en el clima a nivel mundial trayendo consigo una ola de desastres naturales.

Uno de los causantes de estos cambios es la alta emisión de CO₂ a la atmósfera, proveniente principalmente de la combustión del petróleo, ocasionando el calentamiento global por la destrucción de la capa de ozono. Este combustible no sólo causa efectos nocivos durante su combustión, sino también durante su transporte, ya que es el causante de la destrucción ecológica cuando ocurre algún derrame de petróleo en el mar. Aun estamos a tiempo de evitar que ocurran cambios más drásticos en el medio ambiente, para lo cual necesitamos reducir las emisiones de gases tóxicos, esto se lograría con el uso de motores que tengan un bajo nivel de emisiones. El motor Stirling puede responder a estos requerimientos, además que trae consigo otras ventajas en comparación con los motores de ciclo Otto y Diesel, como son su alta eficiencia, bajo nivel de ruidos y emisiones tóxicas, y además puede funcionar con una amplia gama de combustibles debido a que es un motor de combustión externa [17].

El objetivo de este trabajo es generar energía eléctrica con un motor Stirling, tipo beta, con mecanismo rómbico, utilizando para ello un generador eléctrico, y determinar los parámetros que influyen en su funcionamiento, así como también realizar el estudio teórico y experimental para el diseño, y construcción de este motor.

El motor Stirling construido, se hizo de tal forma que sea fácilmente armable y desmontable. Tiene un diseño simple y compacto, y un costo de producción relativamente bajo. En el diseño se buscó una manera de reducir los efectos que pueden tener los errores humanos durante la construcción, porque esto se manifiesta en un aumento de la fricción debido a la desalineación de sus partes. La sustancia de trabajo que se utilizó fue aire, ya que éste no tiene costo alguno y está en todas partes.

1.2 Importancia del tema

Debido a que el mundo se encuentra en una crisis ambiental, aparte que el precio del petróleo sigue elevándose, tenemos que ver la forma de reemplazar este combustible, buscando otras formas de energía que reduzcan el daño al medio ambiente, por eso los motores Stirling son una buena alternativa, porque son de combustión externa, lo cual hace posible regular mejor la combustión y utilizar diferentes formas de energía (combustibles sólidos, líquidos, gaseosos, energía nuclear, solar, etc.) para su funcionamiento.

Por lo dicho anteriormente, el motor Stirling podría ser usado en zonas rurales donde se cuente con combustibles convencionales o alternativos, y de esta manera se podría utilizar el motor para la generación eléctrica a pequeña escala, lo cual permitirá el desarrollo de las actividades productivas y mejorar la calidad de vida, en dichas zonas, sin dañar el medio ambiente.

1.3 Antecedentes y perspectivas del trabajo

En 1816, el escocés Robert Stirling patentó un motor que funcionaba con aire caliente, al cual llamó Stirling. La patente de este motor era el exitoso final de una serie de intentos de simplificar las máquinas a vapor.

Stirling consideraba demasiado complicado calentar agua en una caldera, producir vapor, expandirlo en un motor, condensarlo y, mediante una bomba, introducir de nuevo el agua en la caldera, por lo que decidió desarrollar un nuevo sistema que realice los mismos procesos, pero en forma más simple. Otro impulso para desarrollar un nuevo sistema fueron los accidentes fatales causados frecuentemente por las máquinas a vapor, ya que aún no se había inventado el acero y las calderas explotaban con facilidad.

En el motor de Stirling se realizaban los mismos procesos de calentamiento y enfriamiento de un gas, pero todo dentro del motor, y el gas era aire en vez de vapor de agua, por lo que el motor no necesitaba caldera. Fue un tipo de motor bastante común en su época, sobre todo para pequeñas máquinas de uso doméstico tales como ventiladores, bombas de agua etc.; su potencia específica no era muy elevada, pero su sencillez y bajo ruido eran magníficos.

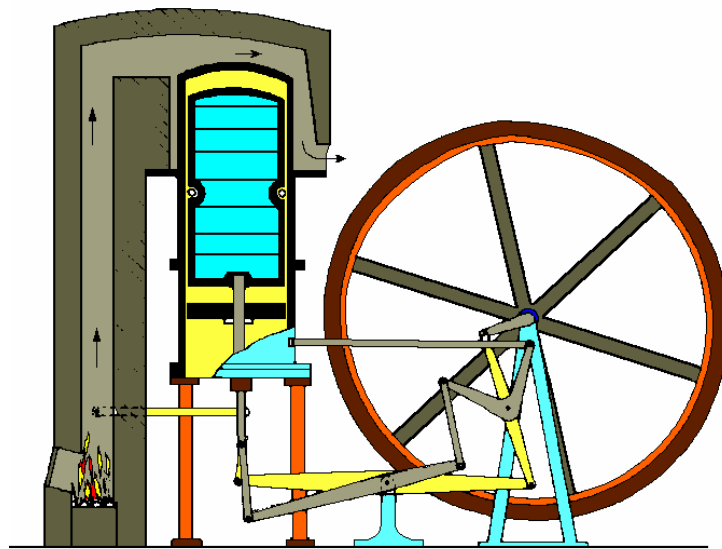


Figura 1.1 Esquema del primer motor Stirling construido por Robert Stirling en 1816.

Lamentablemente, aunque era mucho más simple y eficiente, al menos en teoría, que una máquina de vapor clásica, los motores Stirling nunca fueron muy conocidos y su aplicación en el mundo real no pasó a más, ya que los motores de combustión interna casi terminaron por eliminarlos.

A inicios del siglo XX, la compañía Philips, de Holanda, empezó a investigar en este motor. En la actualidad, con la crisis ambiental en el mundo, se buscan motores que disminuyan las emisiones tóxicas, y es por eso que el motor Stirling vuelve a despertar interés; los nuevos materiales y las técnicas de ingeniería avanzadas de hoy plantean la posibilidad de retomar la idea de aquel visionario del siglo XIX.

Básicamente, el motor Stirling es un motor de ciclo cerrado en el que, en un ensayo ideal, el fluido de trabajo, contenido en el interior del motor, sería desplazado por los pistones del motor a lo largo de las etapas del ciclo de trabajo. Su fuente de energía puede ser cualquier foco de calor externo, con lo que puede ser aplicado en multitud de situaciones, aprovechando el calor residual de origen industrial, la combustión de todo tipo de materiales, calor solar e incluso el originado en procesos de fisión nuclear. Dado que la combustión se genera externamente al motor, ésta puede controlarse a la perfección a través del flujo de energía.

Actualmente, en diversos países desarrollados, estos motores han alcanzado desarrollos impresionantes, y dentro de algunos años éstos podrían reemplazar a los motores de combustión interna en diversos usos. Los motores Stirling se usan en submarinos, en refrigeradores, en automóviles, en plantas de generación de energía eléctrica, etc.

A continuación se mencionaran algunos usos, actuales y futuros, del motor Stirling:

En la generación de energía eléctrica utilizando como fuente de energía la luz solar

A esta forma de generación de energía eléctrica, con un motor Stirling utilizando paneles solares, se le llama "Dish Stirling Engine". Uno de los futuros usos del motor Stirling en el mundo será para la generación de energía eléctrica [18]. Uno de los proyectos

actuales de generación de energía eléctrica es para la ciudad de San Diego, en California, para la generación de 300 a 900 MW, el cual todavía no está en ejecución. En su primera parte, se generarían 300 MW. Para esto, se construirán 12.000 unidades de motores Stirling semejantes, los cuales funcionarían con energía solar. El lugar donde descansarían estos motores estarían situados en un área de aproximadamente tres millas cuadradas de extensión (7,7 km²), situada en el valle imperial de California. El otro proyecto sería la generación eléctrica de 500 MW para el sur de California, en el desierto de Mojave [24].



Figura 1.2 Fotografía de una unidad del "Dish Stirling Engine"

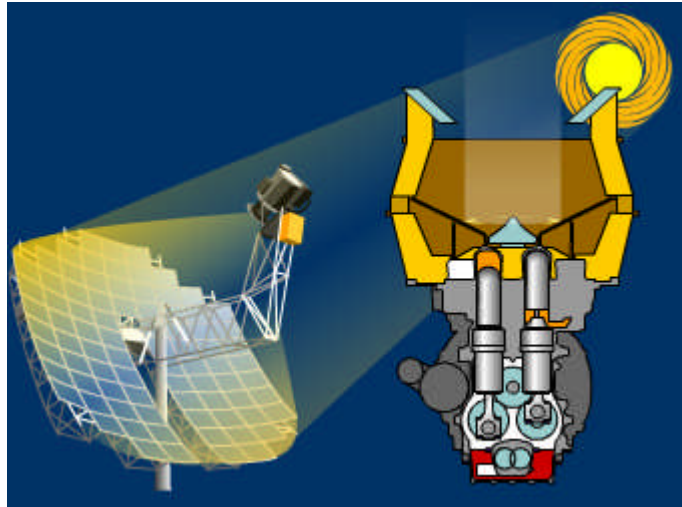


Figura 1.3 Esquema del motor Stirling utilizado para cada unidad “Dish Stirling Engine”

La tecnología “Dish Stirling Engine”

La tecnología Dish Stirling Engine convierte la energía solar usando paneles solares que constan de varios espejos, cada uno bien dirigido hacia la parte del receptor del motor Stirling. Cada panel tiene un ángulo y elevación para mantener los rayos del sol enfocados en la mayor intensidad posible.

El lado interno del receptor del motor calienta el fluido de trabajo (el gas usado en estos motores es hidrógeno), esto hace que se genere el ciclo Stirling, con lo cual se produce el movimiento de un pequeño generador de electricidad. Todo el proceso de la conversión de energía ocurre dentro de un espacio del tamaño de un barril de aceite. El proceso es libre de emisiones tóxicas.

Comparación con otras tecnologías solares de generación eléctrica

Las pruebas realizadas por los laboratorios de Sandia [25] han demostrado que la tecnología Dish Stirling Engine es casi dos veces más eficiente que otras tecnologías solares. Éstos incluyen los paneles parabólicos que utilizan la energía solar para generar vapor de agua, el cual se conduce hacia unas turbinas similares a las utilizadas en centrales

eléctricas convencionales, y las células fotovoltaicas que convierten directamente la luz del sol en electricidad por medio de materiales semiconductores.

Submarinos

Al final de los años 80, se instaló en un submarino Nacken, de la marina sueca, un motor Stirling. El nombre del sistema instalado fue "The Kockums Stirling AIP System". Este motor ocupaba unos 8 metros de longitud dentro del submarino. Tras varios años de prueba de este submarino, en el mar, se obtuvieron resultados muy satisfactorios, por lo que se decidió colocar este sistema en la nueva flota de submarinos de la clase Gotland.

El sistema Stirling AIP aumenta considerablemente el tiempo de inmersión del submarino en el mar. En vez de algunos días de inmersión, un submarino con este sistema, puede estar sumergido semanas y superar así a cualquier otro submarino convencional con respecto a esta característica.

La característica principal del sistema Stirling AIP es el uso del oxígeno puro y combustible Diesel en una cámara de combustión presurizada. La presión de la combustión es más alta que la presión circundante del agua de mar, esto permite que los productos de la combustión sean expulsados hacia el agua de mar, para ser disueltos en ella, sin la necesidad de usar un compresor. El oxígeno se almacena en forma líquida (LOX) en tanques criogénicos. El tiempo de inmersión es determinado sobre todo por la cantidad de LOX almacenado.

En comparación con otros sistemas AIP de bajo desarrollo, el sistema Stirling AIP muestra ventajas importantes [26]:

- El sistema Stirling AIP está fácilmente disponible y es de tecnología madura, probada en servicio operacional.

- El sistema Stirling AIP está prácticamente libre de vibración, es silencioso y menos contaminante.
- El sistema Stirling AIP es un sistema adicional. Cuando se agota la fuente de LOX, el submarino sigue siendo un submarino convencional de gran alcance.
- El sistema Stirling AIP tiene un costo de adquisición bajo y, también, un bajo costo durante su ciclo de vida. La infraestructura necesaria para su producción ya existe.
- El sistema Stirling AIP está igualmente disponible para la modernización de submarinos existentes y para su integración en nuevos diseños de submarinos.

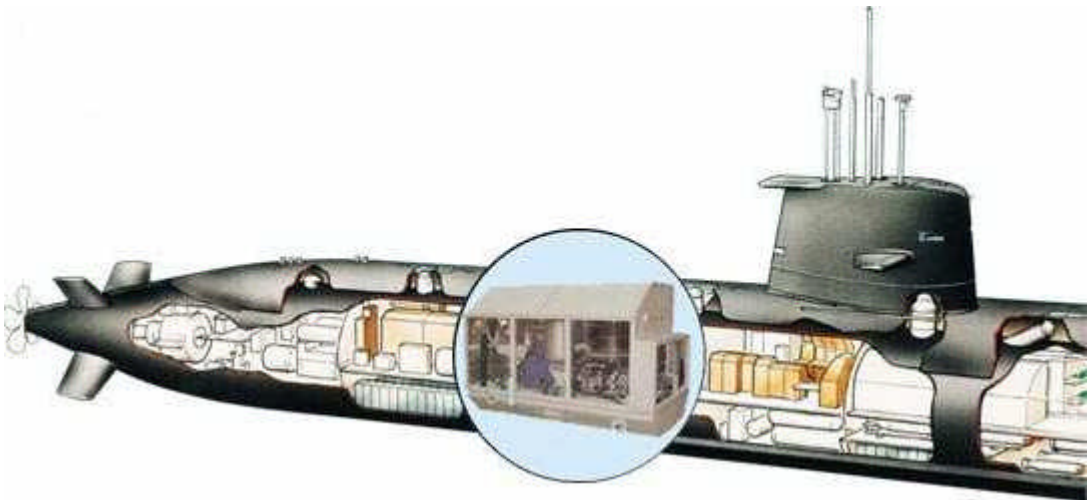


Figura 1.4 Esquema de un motor Stirling instalado en un submarino.

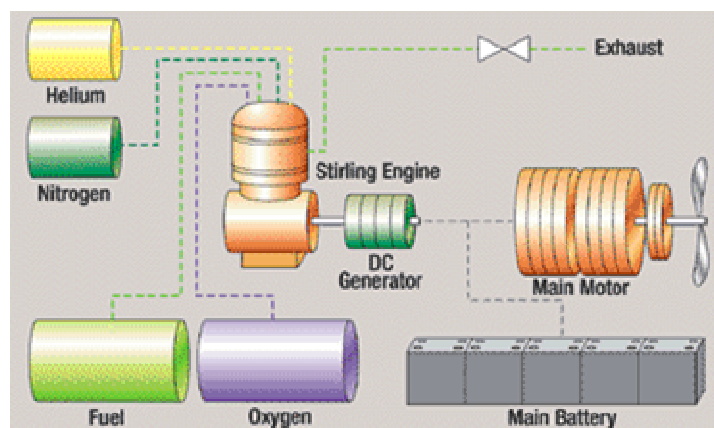


Figura 1.5 El principio del sistema Stirling AIP en submarinos.

Automóviles

Durante los años 1969-1970, la empresa Philips de Holanda, desarrollaba un motor Stirling para el uso en un autobús, éste tenía 4 cilindros de 235 cm³ de volumen de desplazamiento cada uno, la presión media era de 220 bar y la velocidad del motor 3000 RPM, y desarrollaba 200 hp (149,1kW) de potencia. Sin embargo, no era probable que la vida de servicio especificada, de 10.000 horas, se alcanzara a esa presión y velocidad. La United Stirling, de Suecia, desarrolló su propio motor, el 4-615. Este motor también fue diseñado para desarrollar 200 hp, pero en condiciones más modestas (150 bar y 1500 RPM). Esta combinación de carga-velocidad-vida útil era, en ese entonces, razonable.

El siguiente modelo, el 4-615A, fue diseñado en conjunto entre la United Stirling y Philips, y fue fabricado en Linköping by Förenade Fabriksverken. El motor funcionó por primera vez en 1971. Una versión modificada, la 4-615B, también fue diseñada por la United Stirling, para reducir, principalmente, el costo de fabricación.

Los planes de ataque en la comercialización dentro del mercado del motor Diesel y del motor a gasolina eran agresivos, pero, al mismo tiempo, la división de comercialización era lejana a la división del desarrollo. Los cálculos del costo de producción fueron hechos para el motor 4-615. Estos demostraron que el costo de producción, en 10.000 series de motores/año, era cerca de 2,5 veces más de lo que la división de comercialización había asumido. No había porque sorprenderse, debido a que el motor tenía cuatro combustores y cuatro precalentadores, y cada cilindro tenían dos pistones, dos conectores de pistón, cada uno con un sello de diafragma ("rollsock"), tres yugos y seis bielas que trabajaban en dos cigüeñales engranados entre si.

Muy pronto, se entendió que el costo del 4-615 no se podría reducir en 2,5 veces. Así pues, se tuvieron que buscar otros diseños del motor con un mínimo de piezas que darían un costo más bajo.

Se desarrollaron varios modelos de motores, como se muestra en las siguientes figuras:



Figura 1.6 Fotografía del motor V4X1 y el líder del proyecto Sven Håkansson.

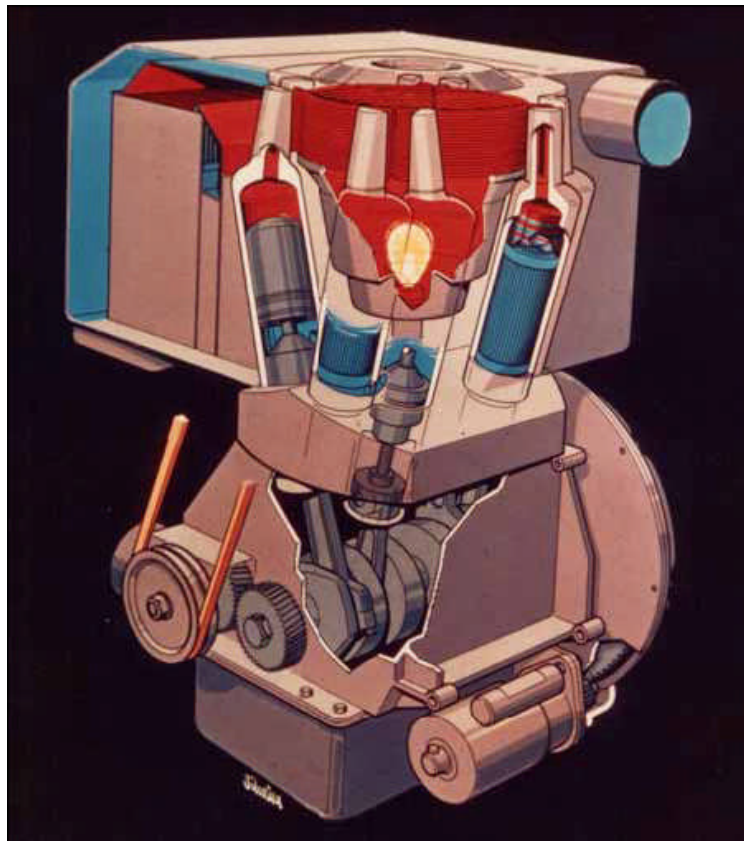


Figura 1.7 Esquema del motor V4X2.

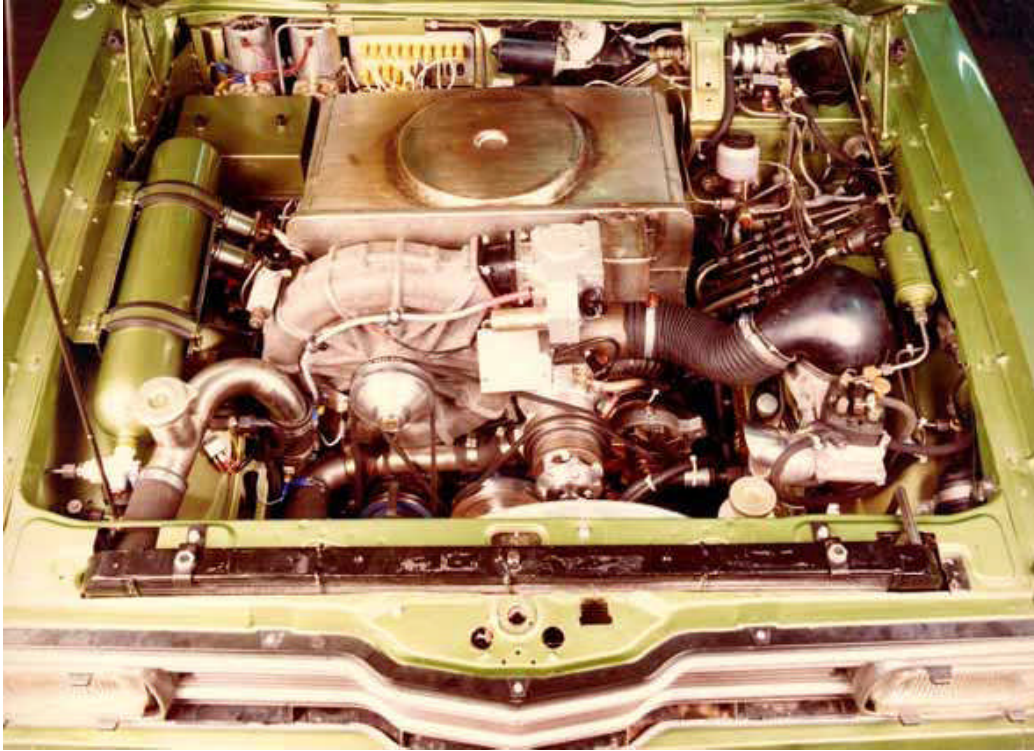


Figura 1.8 Fotografía del motor V4X35 dentro de un Ford Taunus, 1974 [15].

Dentro del sector automotriz, se han efectuado muchas investigaciones y se ha invertido mucho dinero. Sin embargo, los resultados obtenidos no fueron los esperados. Una de las mayores dificultades para utilizar motores Stirling en vehículos es que éstos son muy lentos en reaccionar (éstos no arrancan hasta pasados unos segundos).

Hasta la actualidad, se sigue investigando el uso de motores Stirling en automóviles y no debería asombrar si en un futuro éstos desplacen al motor de combustión interna, ya que tienen la ventaja principal de funcionar con cualquier combustible y de ser menos contaminantes que los motores Diesel y Otto, lo cual es positivo para el medio ambiente.

Aviones

Los motores de combustión interna tienen enormes variaciones en el esfuerzo de torsión, lo cual repercute en la estructura del avión mediante la vibración y fatiga, y también

en el propulsor [20]. Los motores de cuatro cilindros, tales como Lycoming y Continental, muestran torques que varían de un 100% negativo a un 350% positivo del esfuerzo de torsión nominal, por lo que la rueda volante debe ser demasiado robusta y pesada. Un motor Stirling, con el mismo número de cilindros y potencia, tiene una variación del esfuerzo de torsión de $\pm 5\%$ como se muestra en la figura 1.9. Si podemos hacer un motor con el esfuerzo de torsión constante como éste, esto puede conducir a avances importantes en el diseño del propulsor.

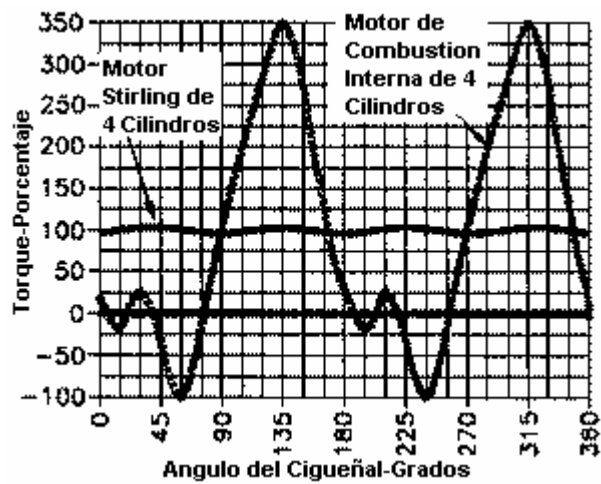


Figura 1.9 Variación del torque de un motor de combustión interna y un motor Stirling de 4 cilindros [20]

Los motores de combustión interna de los aviones son ruidosos (claro que no todo el ruido es del motor, si no que también proviene de los propulsores, ya que se alcanzan velocidades cercanas a mach 1), en cambio, los motores Stirling tienen bajos niveles de ruido, con lo que el viaje sería más confortable.

También, se necesita un motor que funcione con cualquier combustible, pero particularmente un combustible que no sea demasiado inflamable, lo cual sería menos peligroso en caso de un accidente. La pérdida de vidas debido al fuego en accidentes de aviación es trágica.

En la figura 1.10 se compara la variación de la potencia entre un motor convencional (de combustión interna) y un motor de Stirling en función de la altura. La potencia de los

motores de combustión interna disminuye en función de densidad del aire, por eso es que la potencia disminuye con la altura.

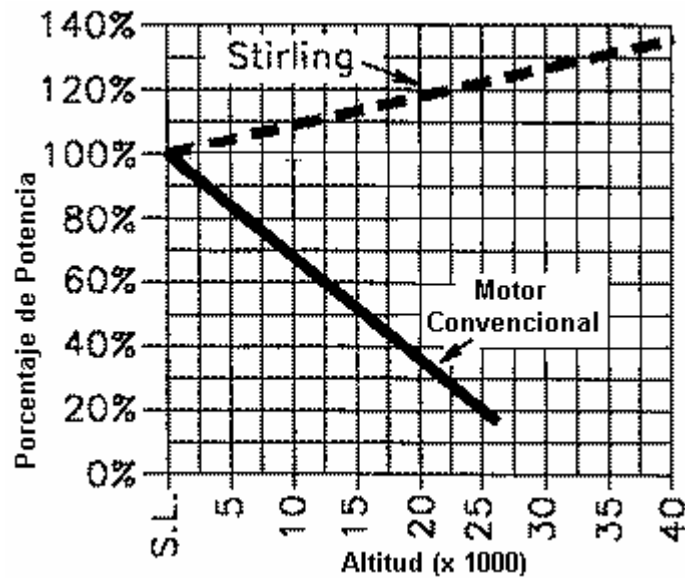


Figura 1.10 Potencia en función de la altura entre un motor de combustión interna y un motor Stirling

Lo anterior, no sucede con los motores Stirling porque son un sistema sellado (no es sensible a los cambios de la densidad del aire, sólo a los de temperatura), y su potencia está en función de la diferencia de temperaturas entre sus dos focos. A mayor altura, el aire es más frío y esto hace que la diferencia de temperatura entre los dos focos aumente y, por lo tanto, también aumenta la potencia.

Si consideráramos que un avión dado podría mantener su potencia constante, entonces, cruzaría una longitud dada, a 40.000 pies de altura (12.200 m), dos veces más rápido que a nivel del mar, debido a que la fricción del aire es menor a esta altura. Esto no sucede en la realidad con los motores convencionales ya que éstos disminuyen su potencia con la altura; pero sí podría ser cierto si utilizáramos motores Stirling.

Refrigeradores

El ciclo de refrigeración Stirling es el inverso del motor de aire caliente, donde el foco caliente es el medio ambiente y en el foco frío se encuentra un líquido a baja temperatura (nitrógeno, amoníaco, etc.), al cual para mantenerlo a baja temperatura o bajarle más la temperatura, hay que entregarle trabajo al motor ya que lo que se desea es enfriar. Las aplicaciones en este campo son numerosas debido a que con este motor se llega a alcanzar los 4 K de temperatura en refrigeración, valor muy cercano al cero absoluto. Entre estas aplicaciones se pueden mencionar:

- Medio para enfriar equipos electrónicos e imanes superconductores en investigación
- Secado de materiales por congelación
- Medio enfriador para licuar helio, hidrógeno y nitrógeno
- Aparatos de refrigeración varios (contenedores para trasladar productos congelados)



Figura 1.11 Mini enfriador de sensores y dispositivos electrónicos [27]

Bueno, éstas son algunas de las muchas aplicaciones en donde el motor Stirling puede ser usado.

1.4 Limitaciones del trabajo

En este trabajo nos limitamos a usar como fluido de trabajo el aire, porque no tiene costo alguno y está en todos lados. Lo ideal sería utilizar He ó H₂, porque estos gases tienen una mayor conductividad térmica, pero el diseño tendría que ser hermético, lo cual sería complicado y costoso.

Por otro lado, no se puede contar con un quemador y una cámara de combustión totalmente aislada porque sería necesario inyectar aire para mejorar la combustión, por eso es que existe mucha pérdida de calor al medio ambiente haciendo que el consumo específico de combustible sea alto.

La potencia del motor es baja debido a que el motor no está presurizado, ya que es muy difícil asegurar hermeticidad, y, también, al fluido de trabajo utilizado (aire), porque no es el fluido de trabajo más indicado para este motor.

CAPITULO II

ESTUDIO Y DESCRIPCIÓN DEL MOTOR STIRLING

2.1 Generalidades

En este capítulo se hablará sobre el principio de funcionamiento de los motores Stirling en general, sus partes y sobre las diferentes configuraciones de éste, y, también, se realizará el estudio termodinámico del ciclo del motor Stirling.

2.1.1 Principio de funcionamiento del motor Stirling.

El funcionamiento del motor Stirling se basa en el aprovechamiento de los cambios volumétricos del fluido de trabajo como resultado de los cambios de temperatura que éste sufre. Estos cambios volumétricos se deben al desplazamiento del fluido de trabajo entre la zona caliente y la zona fría en un cilindro cerrado.

A continuación se explicará el funcionamiento del motor con la ayuda de una serie de diagramas:

1. Si se tiene aire encerrado en un cilindro y luego se calienta, se observa que la presión dentro del cilindro se incrementa. Se asume que una de las tapas del cilindro es un émbolo y que éste es hermético; entonces habrá una expansión del gas y aumentará el volumen interior del cilindro hasta cierta posición final del émbolo.

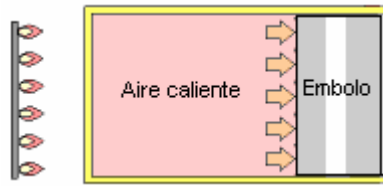


Figura 2.1 Calentamiento del aire dentro de un cilindro.

2. Si al mismo cilindro, en su estado de expansión, se enfría rápidamente, la presión disminuye; entonces, el volumen se contrae y la posición del émbolo vuelve al estado inicial.

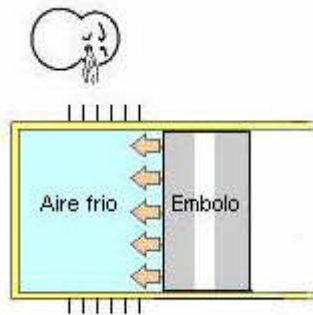


Figura 2.2 Enfriamiento del aire dentro de un cilindro.

3. Si el proceso del estado 1 se repite, pero ahora uniendo el émbolo a una volante. El incremento de la presión forzará al émbolo a moverse ocasionando el giro de la volante, con lo cual se consigue que el "cambio volumétrico" se transforme en movimiento.

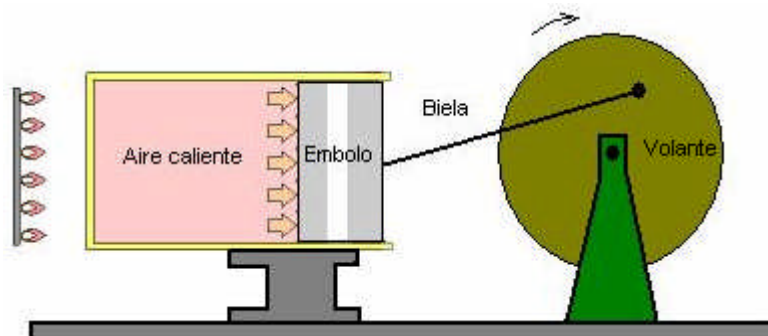


Figura 2.3 Conversión de la expansión del gas en movimiento, a través de un mecanismo.

4. Si se repite el proceso del estado 2, enfriando rápidamente, el pistón retorna por efecto del movimiento de la volante y se produce la disminución de la presión y el volumen.

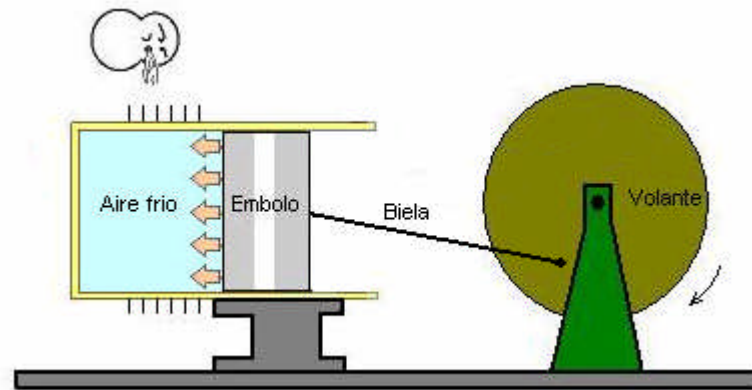


Figura 2.4 Conversión de la compresión del gas en movimiento, a través de un mecanismo

5. Si se juntan los procesos 3 y 4, en un solo cilindro, con un desplazador, se producirá el movimiento del motor debido a la expansión del gas, y, durante la compresión el pistón retornará a su posición debido a la energía de la volante.

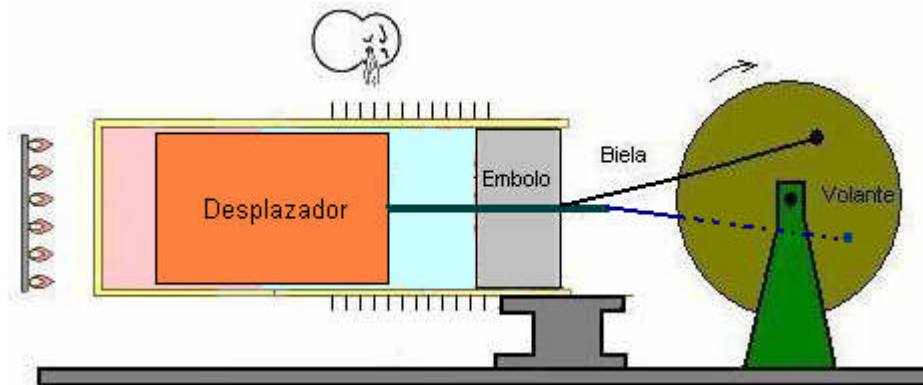


Figura 2.5 Esquema general de un motor Stirling

Con este simple ejemplo se ha explicado el principio de funcionamiento del motor Stirling.

2.2 Descripción de los componentes de un motor Stirling

Un motor Stirling está compuesto, generalmente, de las siguientes partes (figura 2.6):

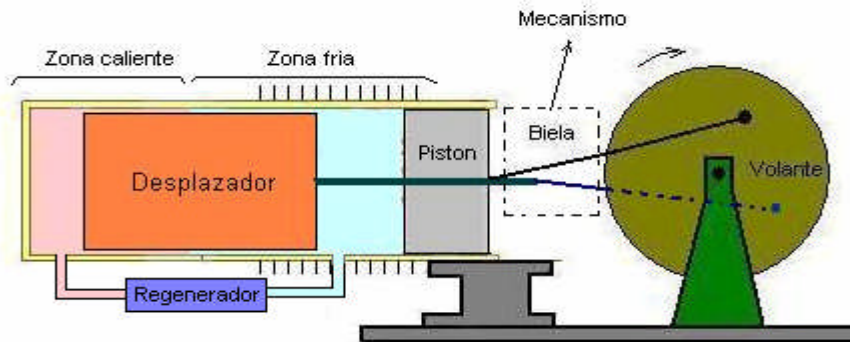


Figura 2.6 Componentes de un motor Stirling.

2.2.1 Zona caliente

Esta es la parte del motor donde se le entrega (transfiere) calor, y, por consiguiente, estará sometido a altas temperaturas (alrededor de 800°C). Los materiales a utilizar para su fabricación deberían ser materiales resistentes al CREEP. Se podría utilizar acero inoxidable austenítico, acero al Cr-Mo, etc.

Esta parte puede ser de varias formas. Su forma más simple es cuando no hay ningún tipo de presurización dentro del cilindro, ésta puede ser un cilindro con una tapa plana, como se muestra en la figura 2.7. Esta configuración la podemos adoptar en motores pequeños y experimentales que no estén presurizados.

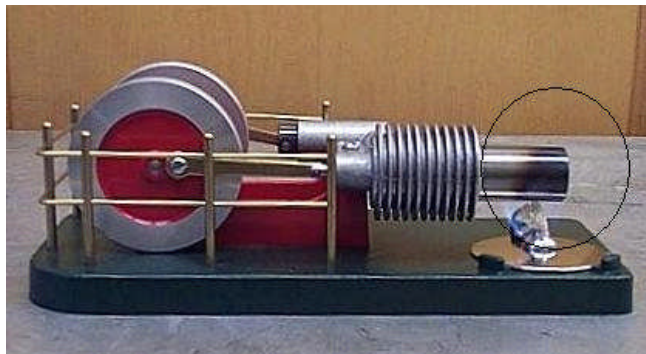


Figura 2.7 Fotografía de la zona caliente de un motor no presurizado.

En el caso que se desee presurizar el cilindro del motor Stirling, debería tener una forma de tal manera que aumentemos el área de transferencia de calor, debido a que la cantidad de fluido de trabajo que se requiere calentar es mayor (debido a la presurización). En la figura 2.8 se muestra un esquema de esta configuración.



Figura 2.8 Fotografía de la zona caliente para un motor presurizado.

El diseño de la zona caliente varía de acuerdo al fluido de trabajo a utilizar, esto es debido a las propiedades del fluido. Por ejemplo, el He tiene una conductividad térmica de seis veces la conductividad del aire, por esta razón el diámetro interno de los tubos de la zona caliente debería ser mas pequeño si utilizamos aire como fluido de trabajo, esto es para hacer más eficiente la transferencia de calor debido a la baja conductividad térmica del aire. Un motor diseñado para utilizar aire, si funciona eficientemente utilizando He y H_2 , pero no ocurre lo contrario. Mas información sobre el diseño consultar [32] y [33].

Las configuraciones mostradas anteriormente nos dan una idea para diseñar esta parte del motor Stirling, para la aplicación que deseemos, esto no quiere decir que tiene que ser de la misma forma como se muestran en las fotografías, sino de captar la esencia de esto y hacerlo de la forma más conveniente para la configuración del motor Stirling a utilizar, sin aumentar mucho el volumen muerto.

2.2.2 Zona fría

En esta parte se extrae calor del motor. La extracción de calor puede realizarse por convección libre o forzada. En el caso que sea libre, ésta puede realizarse mediante la colocación de aletas de aluminio para disipar rápidamente el calor.

En el caso de una refrigeración forzada, ésta se realiza acondicionando una camiseta de agua. Esta parte puede hacerse de acero inoxidable, fierro fundido, aluminio, cobre, etc. Estos dos últimos materiales se pueden utilizar en motores de baja potencia o experimentales, ya que en motores de alta potencia sería necesario un mayor espesor de éstos, y el costo sería elevado.

A continuación se hablará sobre el sistema de refrigeración para un motor Stirling:

Sistema de refrigeración de un motor Stirling

El sistema de refrigeración tiene como objeto evacuar el calor del fluido de trabajo hacia un medio exterior más frío. Este es una parte muy importante del motor, porque debe ser capaz de evacuar por lo menos el 50% del calor que recibe el motor, y que lo debe hacer a la menor temperatura posible para mejorar la eficiencia térmica del motor. Existen dos tipos de refrigeración:

- **Refrigeración por aire**

Puede ser por convección natural o forzada. Es necesario acoplar aletas al cilindro; es una transmisión poco eficiente y se utiliza en motores lentos y no presurizados, mayormente se utiliza en pequeños motores demostrativos.

- **Refrigeración por agua**

Es la más eficiente si se dispone de una fuente inagotable de agua a temperatura ambiente (ríos, lagos, red pública). Sólo se puede utilizar en motores estacionarios. En motores que no son estacionarios lo más recomendable es utilizar un circuito de agua con

radiador, el único inconveniente es que se consume energía para bombear el agua e impulsar el aire.

Para las pruebas en el motor construido se utilizó los dos tipos de refrigeración. A continuación hablaremos de la experiencia adquirida durante este trabajo.

Refrigeración por aire

Debido a que este tipo de refrigeración es poco eficiente, se decidió utilizar materiales de alta conductividad térmica en la fabricación del cilindro de la zona fría, como cobre y aluminio.

Durante la investigación se tuvo problemas con este tipo de refrigeración, porque luego de cierto tiempo no muy largo, el calor transmitido por convección (por parte del fluido de trabajo y de la fuente caliente) y conducción (desde el cilindro de la zona caliente) calentaban el cilindro de la zona fría y con el tiempo de funcionamiento sus aletas se calentaban tanto que era imposible tocarlas con las manos, trayendo como consecuencia que la temperatura del cilindro de la zona fría sea alta, esto influye en la diferencia de temperaturas del gas entre las dos zonas haciendo que ésta disminuya. Esto se manifestaba mediante una disminución gradual de las RPM del motor, y, por consiguiente, de la potencia, siendo necesario, para que recupere su velocidad máxima alcanzada o mantenerla en cierto valor, aumentar el flujo de calor entregado al motor. Sin embargo, esto se volvía a repetir después de cierto tiempo.

Esto también traía como consecuencia un mayor calentamiento de la zona fría y de la estructura del motor y un mayor gasto de combustible, por esta misma razón, tomar datos de potencia o generación de energía eran casi imposible por la tendencia a la disminución continua (en el tiempo) de estos parámetros.

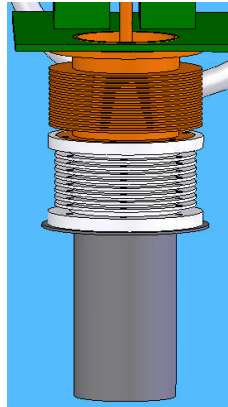


Figura 2.9 Esquema de la zona fría del motor Stirling construido.

Refrigeración por agua

Para utilizar este tipo de refrigeración, se acondicionó una chaqueta de agua en el cilindro de aluminio ya que ésta es la parte intermedia. Para que sea efectiva la refrigeración del fluido de trabajo, ésta tiene que empezar antes de que éste ingrese a la zona fría (cuando el flujo de gas pasa a través de la holgura entre el desplazador y el cilindro).

El problema fue encontrar un diseño adecuado de la chaqueta de agua de tal manera que pueda ser desmontable fácilmente y que sea hermético. Con este tipo de refrigeración no se presentó el problema que se tuvo con el sistema anterior, ahora el motor se mantenía estable por mas que esté funcionando 2 horas o más. La temperatura de las aletas del cilindro se mantenía en un valor que nuestro tacto podía soportar, pero esto mejoró aun más cuando se instaló un disco de acero de $12" \phi \times 1/8"$ con un agujero por donde entraba el cilindro de la zona caliente conjuntamente con la "cámara de combustión", con esto la temperatura del cilindro de cobre era mucho más baja.

Con esto se logró que el motor tenga un régimen estable con carga y una variación mínima de la velocidad que alcanzaba. En estas condiciones, se pudo tomar datos confiables en las pruebas que se hicieron, tomando en cuenta las recomendaciones que se detallaran en el Capítulo IV.

El agua utilizada para el enfriamiento del motor fue tomada de la red pública de abastecimiento. Debido a que esta agua tiene cierta dureza se pudo observar la formación de sarro en el cilindro de aluminio después de cierto tiempo de uso del motor; esto puede acarrear problemas con el tiempo porque la capa de sarro puede hacerse tan gruesa que actúe como un aislante, por lo cual se recomienda realizar la limpieza del cilindro con cierta frecuencia, o, en todo caso, utilizar agua destilada en un circuito cerrado de refrigeración.

Se recomienda que el agujero de entrada del agua esté en la parte baja de la chaqueta y el de salida en la parte superior de ésta, esto es porque por diferencia de densidades el agua caliente tiende a estar en la parte más alta.

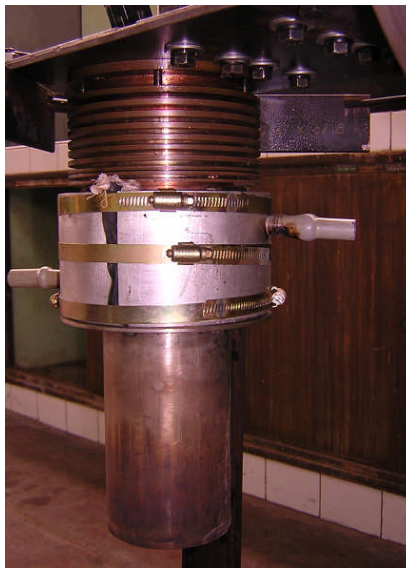


Figura 2.10 Fotografía de la zona fría del motor Stirling.

2.2.3 Regenerador

Esta es una parte muy importante del motor Stirling. Es sumamente necesario hacer uso del regenerador cuando el motor Stirling es presurizado, y, también, cuando el motor tenga grandes dimensiones a pesar que no esté presurizado. El regenerador absorbe y entrega calor al fluido de trabajo compensando una parte del calor perdido por el motor, haciendo que la potencia y velocidad del motor se incrementen, esto sucede porque cuando trabaja el

regenerador el fluido de trabajo necesitaría absorber menos calor en cada ciclo, con lo cual hace que el ciclo necesite de menos tiempo para realizarse y también se consume menos cantidad de combustible.

El regenerador trabaja de la siguiente manera: suponiendo que el gas en la zona caliente está a 400°C y en la zona fría a 40°C . Cuando el gas pasa de la zona fría a la zona caliente, un regenerador ideal elevaría la temperatura del gas hasta 300°C , por lo tanto, el calentador tiene que entregar menos cantidad de calor para subir la temperatura del gas de 300 a 400°C ; de la misma manera, cuando el gas pasa de la zona caliente a la zona fría, el calor absorbido por el regenerador dejaría al gas que está en el lado frío a una temperatura de 100°C , y sólo se tendría que enfriar un poco para pasar de 100 a 40°C . Con esto se lograría, en ambos casos, reducir el tiempo de calentamiento y enfriamiento del gas con lo cual el ciclo se desarrolla más rápidamente.

Existen varias disposiciones de los regeneradores, entre los cuales están los estáticos y los móviles. Los móviles mayormente están dentro del desplazador y los estáticos pueden estar dentro o fuera del cilindro.

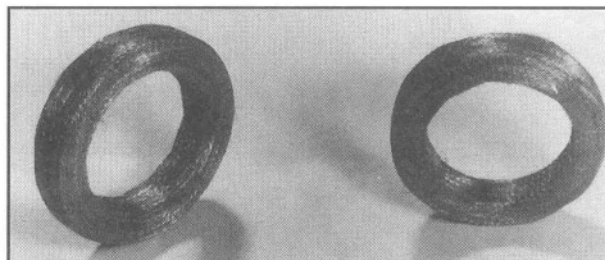


Figura 2.11 Regeneradores anulares.

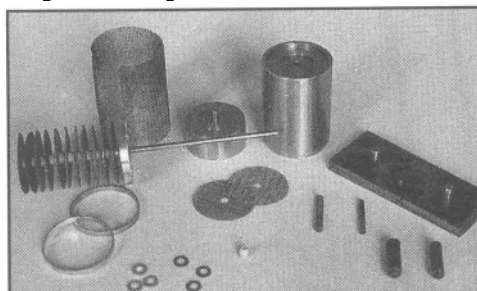


Figura 2.12 Regeneradores móviles.

El material del regenerador debe tener una alta capacidad de almacenar energía térmica para que su temperatura sea estable. También, debe tener una conductividad térmica baja en la dirección del flujo, para generar un gradiente de temperatura. La capacidad térmica volumétrica de un material se mide con el producto $\rho \times C_p$ (J/m³.K), a mayor valor el material puede absorber más calor.

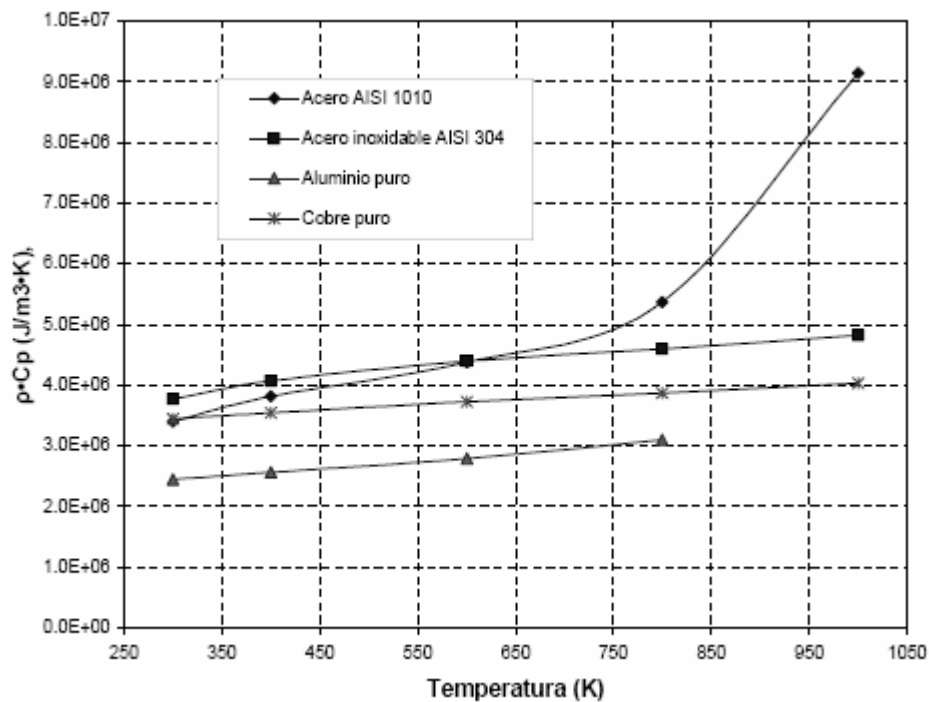


Figura 2.13 Capacidad térmica volumétrica para diferentes materiales.

Otro parámetro importante es la difusividad térmica α , este parámetro mide la capacidad de un material para conducir la energía térmica en relación con su capacidad de almacenar energía térmica. Con lo mencionado anteriormente necesitamos que α sea pequeño.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p} (m^2 / s)$$

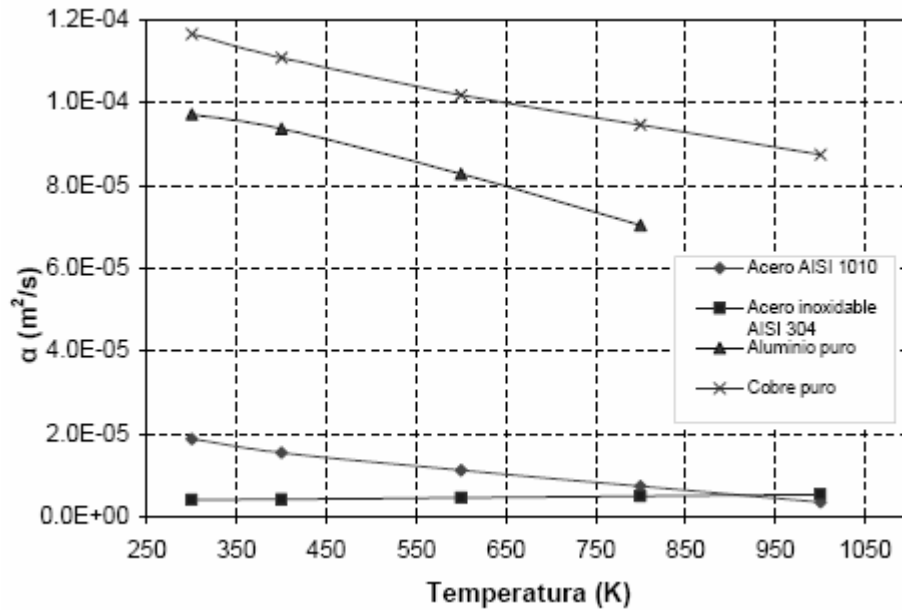


Figura 2.14 Difusividad térmica volumétrica para diferentes materiales.

Los materiales que se utilizan mayormente en los regeneradores, son láminas, lana o hilos de acero inoxidable bastantes delgados (0,1 mm). La NASA hizo un regenerador de hilos de fibra de carbono [30], tal como se muestra en la siguiente figura, el cual es un regenerador móvil, ya que está dispuesto en el desplazador del motor.

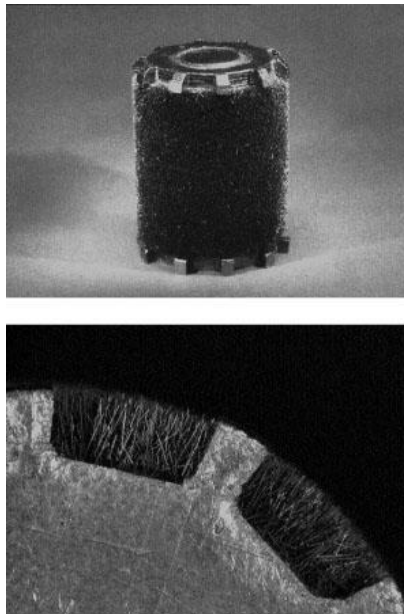


Figura 2.15 Desplazador regenerador de fibras de carbono (NASA).

Se observa en la figura que la longitud del desplazador es relativamente pequeña, esto es porque la conductividad de esta fibra de carbono, en su sentido transversal, es 1/100 veces su conductividad longitudinal. La conductividad longitudinal es de 20 a 67 veces mayor que la de un acero inoxidable, lo cual lo hace un material casi ideal para usarse como regenerador, ya que al estar dispuestos de la manera como se muestra en la figura la conducción de calor a lo largo del desplazador es mínima, lo cual aumenta la diferencia de temperaturas entre las dos zonas.

Siempre se debe procurar disminuir al máximo el volumen muerto en el regenerador, sin que exista resistencia al paso del fluido, porque esto influye sobre la potencia del motor.

2.2.4 Pistón

Esta parte es la que realiza el trabajo motriz, y va conectado al mecanismo de transformación de movimiento. El pistón debe ser ligero porque el gas realiza trabajo sólo durante la expansión. Debido a que el pistón está en la zona fría del motor, sí se puede utilizar aluminio para su construcción. Para motores pequeños experimentales, también utilizan teflón.

El pistón debe llevar anillos en el caso de que el motor sea presurizado y se podría obviar éstos en el caso de ser un motor pequeño o experimental.



Figura 2.16 Pistón (NASA).

2.2.5 Desplazador

Esta parte es la encargada de desplazar el aire de una zona a otra. Esta parte debe ser capaz de generar un gradiente de temperatura entre la zona caliente y la zona fría. Idealmente, esto se lograría haciendo que la cámara central del desplazador sea un aislador térmico, pero debido a que sería complicada su construcción, se puede hacer el desplazador largo y que el material tenga baja conductividad térmica; por otra parte, éste debe ser capaz de soportar altas temperaturas, porque la zona caliente siempre se mantendrá a alta temperatura. En motores pequeños y experimentales, el desplazador suele comportarse como un regenerador haciendo que éste tenga paredes lo más delgadas posible.

El desplazador también debe ser liviano porque, en la expansión, sube, juntamente con el pistón, y si éstos son pesados hacen más difícil la expansión del gas, y, por consiguiente, disminuye la potencia. Mayormente, los desplazadores se construyen de acero inoxidable por sus propiedades de conductividad térmica y de resistencia a altas temperaturas. Se sabe que en motores pequeños (de exhibición), también se pueden hacer de aluminio, pero esto no sucede en motores más grandes.

La longitud de un desplazador puede ser de 1 a 3 veces su diámetro, y la holgura radial que debe haber entre éste y el cilindro es de 1 a 2% del diámetro del cilindro, para que exista un efecto de regeneración [14]. Algunos investigadores consideran que el diámetro óptimo del desplazador es el 98% del diámetro del cilindro, lo cual es equivalente al 1% mencionado anteriormente.

2.2.6 Mecanismo de conversión de movimiento

Es el mecanismo que hace posible transformar la energía térmica en energía mecánica. El tipo de mecanismo determina la forma del ciclo del motor Stirling, y, por consiguiente, con unos se obtendrán mejores resultados que con otros, pero, generalmente, son más complicados de construir.

Los diferentes mecanismos poseen sus propios parámetros óptimos de diseño, los cuales podemos encontrarlos en literatura técnica especializada [8].

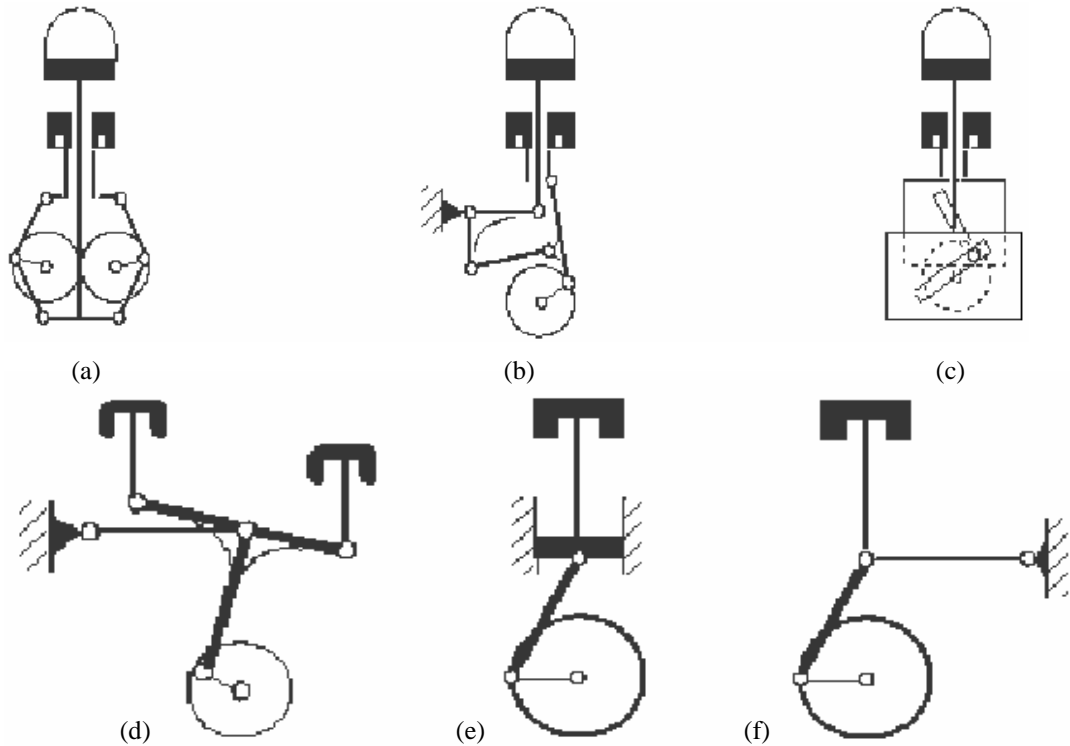


Figura 2.17 (a) Mecanismo rómbico, (b) De manivela y balancín, (c) De manivela y cursor, (d) Mecanismo de Ross, (e) Cigüeñal y biela con guiaje lineal, (f) Cigüeñal y biela con guiaje por balancín.

2.2.7 La volante

Esta es la parte que entrega energía al ciclo para que se produzca la compresión del fluido de trabajo y también ayuda a mantener estable el giro del motor.



Figura 2.18 Volante

2.3 Tipos de configuración constructiva de los motores Stirling

Existen tres tipos de configuraciones para un motor Stirling:

2.3.1 Configuración Alfa

Consta de dos cilindros independientes unidos mediante un ducto; este tipo de motor Stirling no tiene desplazador, pero tiene dos pistones desfasados 90°. Uno de los cilindros se calienta mediante suministro de calor y el otro se enfría mediante aletas o agua.

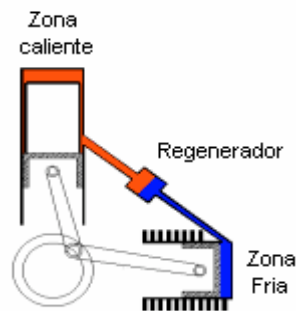


Figura 2.19 Motor Stirling de configuración alfa.

2.3.2 Configuración Beta

En este tipo, el pistón y el desplazador están en el mismo cilindro, por eso tiene poco volumen muerto, y, por lo tanto, es el de mayor potencia específica de las tres configuraciones. Existe una holgura entre el desplazador y el cilindro para permitir el paso del gas de la zona caliente a la fría y viceversa. Su desventaja está en su fabricación, porque ésta es muy complicada y requiere de bastante precisión.

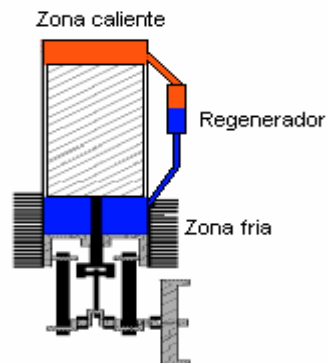


Figura 2.20 Motor Stirling de configuración beta.

2.3.3 Configuración Gamma

Este tipo es derivado de la configuración beta, pero más sencillo de construir. Consta de dos cilindros separados, en uno de los cuales se sitúa el desplazador y en el otro el pistón de potencia. Es el de menor potencia específica debido a su gran volumen muerto.

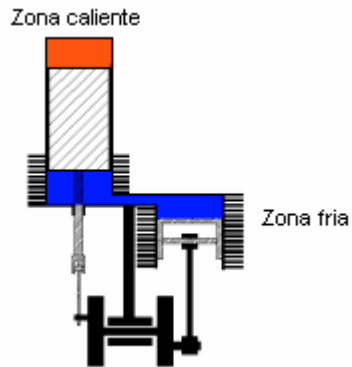


Figura 2.21 Motor Stirling de configuración gamma.

2.4 Estudio termodinámico del motor Stirling

2.4.1 Ciclo termodinámico ideal del motor Stirling

El ciclo ideal Stirling se compone de dos procesos isotérmicos y dos isométricos; la regeneración se efectúa a volumen constante, tal como se muestra en el gráfico siguiente:

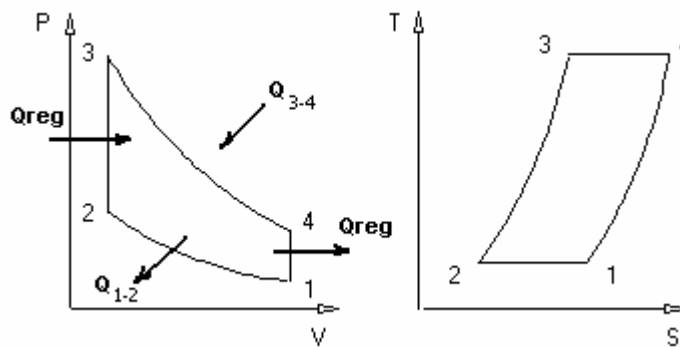


Figura 2.22 Ciclo ideal Stirling.

En primer lugar se parte del estado 1. Los elementos son: cilindro, pistón, fluido, desplazador. Todo el gas está en la zona fría, y el pistón está en la posición inferior.

Proceso 1-2 Cuando el pistón pasa del estado 1 al 2, se realiza una compresión isotérmica a la temperatura más baja. El proceso está representado en el diagrama presión-volumen anterior. Aquí se le extrae calor al ciclo.

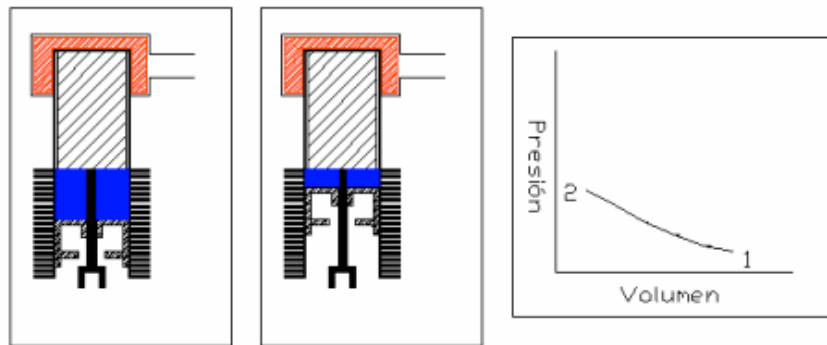


Figura 2.23 Compresión isotérmica (proceso 1-2)

El trabajo consumido en este proceso es igual al calor rechazado en el ciclo.

$$Q_{1-2} = R \cdot T_{\min} \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right); \quad W_{1-2} = P_1 \cdot V_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right); \quad s_2 - s_1 = R \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Proceso 2-3 Si se mantiene fijo el pistón y se mueve el desplazador, se hace pasar todo el fluido a la zona caliente, obteniendo un proceso isométrico en el que aumenta la presión sin cambiar el volumen. Aquí el regenerador entrega calor a la sustancia de trabajo, elevando su temperatura de T_{\min} a T_{\max} .

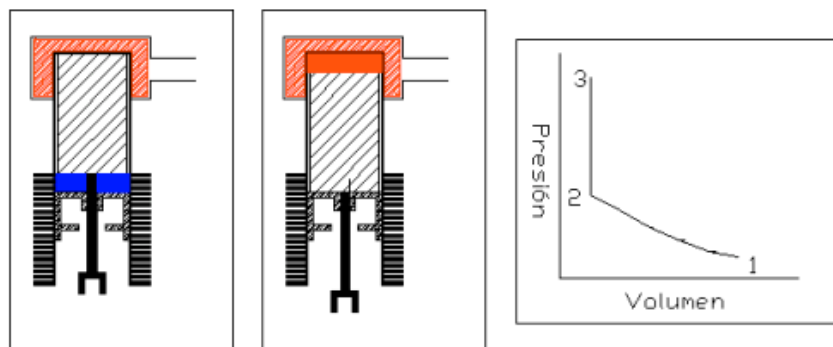


Figura 2.24 Suministro de calor a volumen constante (proceso 2-3).

$$Q_{reg} = Q_{2-3} = cv \cdot (T_3 - T_2) \quad ; \quad s_3 - s_2 = cv \cdot \ln \left(\frac{T_{\max}}{T_{\min}} \right)$$

Proceso 3-4 En este momento, se puede obtener una expansión isotérmica a la temperatura superior haciendo bajar juntos al pistón y al desplazador. En este proceso se le entrega calor externo a la sustancia de trabajo.

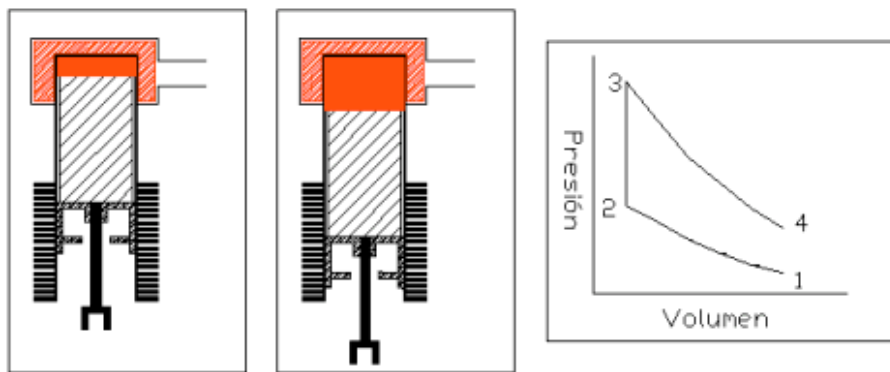


Figura 2.25 Expansión isotérmica (proceso 3-4).

$$Q_{3-4} = R \cdot T_{\max} \cdot \ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right) = R \cdot T_{\max} \cdot \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right)$$

$$W_{3-4} = P_3 \cdot V_3 \cdot \ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right)$$

$$s_4 - s_3 = R \cdot \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right)$$

Proceso 4-1 Moviendo el desplazador al estado inicial, se obtendrá otro proceso isométrico que finalizará el ciclo termodinámico representado por el proceso 1-4. Aquí el regenerador absorbe calor.

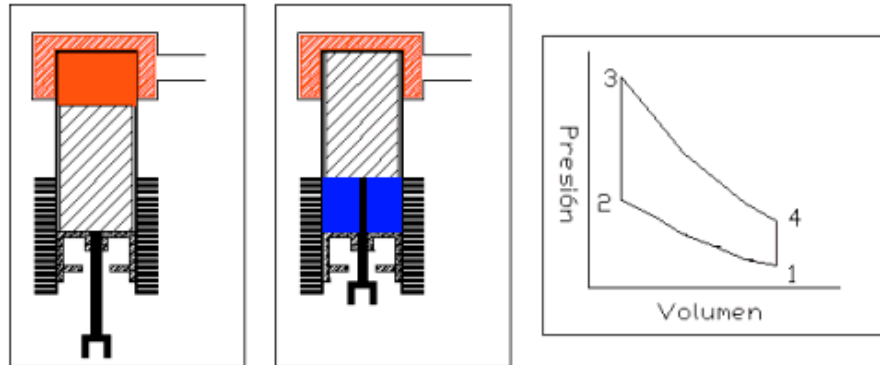


Figura 2.26 Extracción de calor a volumen constante (proceso 4-1).

$$Q_{4-1} = -Q_{reg} = cv \cdot (T_1 - T_4) \quad ; \quad s_3 - s_4 = cv \cdot \ln \left(\frac{T_{\min}}{T_{\max}} \right)$$

La eficiencia térmica del ciclo Stirling se calcula de con la siguiente expresión:

$$\eta_t = \frac{Q_{3-4} - Q_{1-2}}{Q_{3-4}} = \frac{R \cdot T_{\max} \cdot \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right) - R \cdot T_{\min} \cdot \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)}{R \cdot T_{\max} \cdot \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right)}$$

Donde finalmente se obtiene:

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

$$T_{\min} = T_1 = T_4$$

$$T_{\max} = T_2 = T_3$$

Con esto queda demostrado que el ciclo ideal Stirling tiene la misma eficiencia que el ciclo de Carnot, la cual es la máxima eficiencia que puede alcanzar una maquina térmica considerando que todas las pérdidas sean cero. El ciclo de Carnot utiliza procesos isentrópicos, no procesos regenerativos de intercambio de calor, asumiendo que el calor

específico del regenerador es infinitamente grande, como el ciclo Stirling. A continuación se mostrara un esquema comparativo de los dos ciclos.

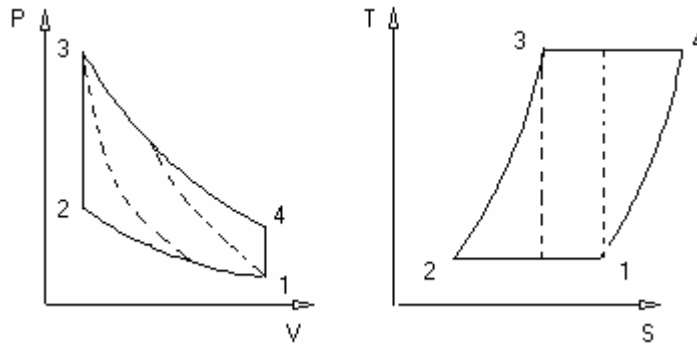


Figura 2.27 Diagrama P-V y S-T del ciclo Stirling (línea continua) y Carnot (línea discontinua)

La figura anterior muestra una comparación de los ciclos Stirling y Carnot funcionando entre dos temperaturas extremas iguales. Como se puede apreciar otra ventaja del ciclo Stirling es el mayor trabajo indicado realizado en comparación con el ciclo de Carnot ($W_{\text{stirling}} > W_{\text{carnot}}$).

2.4.2 Ciclo real del motor Stirling

Debido a que no existe un mecanismo que realice el movimiento ideal del pistón y del desplazador para la realización del ciclo y a la dificultad de obtener los ciclos puramente isotérmicos debido a los mecanismos de transferencia de calor, asociados a la velocidad con que se pretende realizar el ciclo, se pierde potencia y rendimiento, el resultado final es un ciclo “redondeado” en forma de elipse.

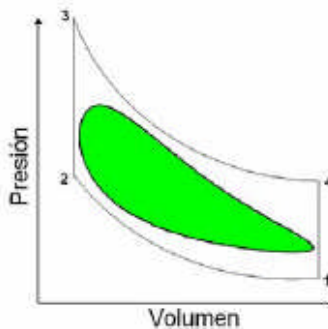


Figura 2.28 Ciclo real de un motor Stirling.

Efecto de la velocidad de giro del motor.- El giro del motor tiene el mismo efecto que la relación de temperaturas τ , debido a que éste afecta directamente a la relación de temperaturas. Esto sucede porque a mayor velocidad de giro, el tiempo de realización del ciclo se acorta. A mayor velocidad de rotación τ incrementa su valor.

Efecto de la relación de temperaturas (τ).- La relación de temperaturas de la zona fría y la zona caliente ($\tau = T_C/T_H$), hace que el ciclo sea más delgado a medida que el valor es mayor ($0 < \tau < 1$).

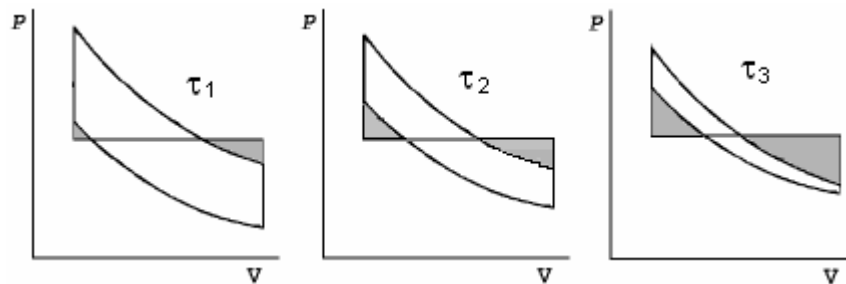


Figura 2.29 Efecto de τ sobre el ciclo ideal Stirling ($\tau_1 < \tau_2 < \tau_3$)

2.5 Principales parámetros de diseño de un motor Stirling

Los principales parámetros son cuatro [33]:

$$\tau = T_C / T_H ; \kappa = V_C / V_E ; \alpha \text{ y } X = V_D / V_E$$

Donde T_C y T_H son las temperaturas del fluido de trabajo en la zona fría y zona caliente respectivamente, V_C y V_E son los volúmenes de barridos por el pistón y desplazador respectivamente, α es el ángulo de desfase del mecanismo; y V_D es el volumen muerto dentro del motor.

No existe una combinación ideal de estos parámetros, porque los valores óptimos varían de acuerdo a un caso particular.

2.5.1 Influencia de los principales parámetros sobre la potencia indicada

Schmidt relacionó estos parámetros en una ecuación para calcular la potencia indicada neta por ciclo cuya formula es como sigue (esto fue para un mecanismo en particular):

$$\frac{P}{(p_{\max} \cdot V_T)} = \pi \cdot \frac{(1-\tau)}{(\kappa+1)} \cdot \left(\frac{1-\delta}{1+\delta}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{\delta \cdot \sin \theta}{\left[1+(1-\delta^2)^{\frac{1}{2}}\right]}$$

Donde: $\delta = \frac{(\tau^2 + 2 \cdot \tau \cdot \kappa \cdot \cos \alpha + \kappa^2)^{\frac{1}{2}}}{(\tau + \kappa + 2 \cdot S)}$; $\tan \theta = \frac{\kappa \cdot \text{sen} \alpha}{(\tau + \kappa + \cos \alpha)}$ y $S = \frac{2 \cdot X \cdot \tau}{(\tau + 1)}$

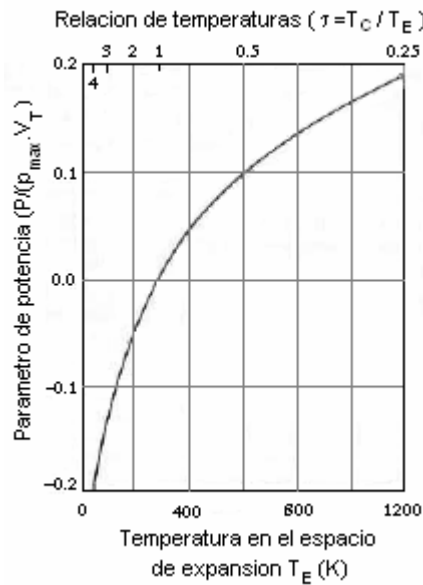


Figura 2.30 Efecto de τ sobre el parámetro de potencia ($\kappa = 0.8$, $X = 1$ y $\alpha = 90^\circ$)

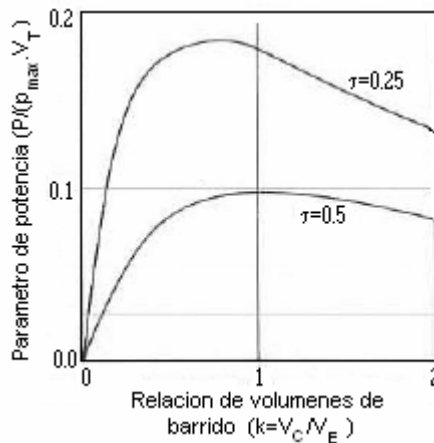


Figura 2.31 Efecto de κ sobre el parámetro de potencia ($\tau = 0.25$ y 0.5 , $X = 1$ y $\alpha = 90^\circ$)

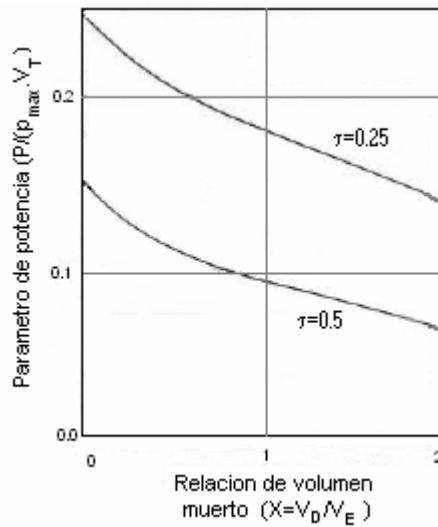


Figura 2.32 Efecto de X sobre el parámetro de potencia ($\tau = 0.25$ y 0.5 , $K = 0.8$ y $\alpha = 90^\circ$)

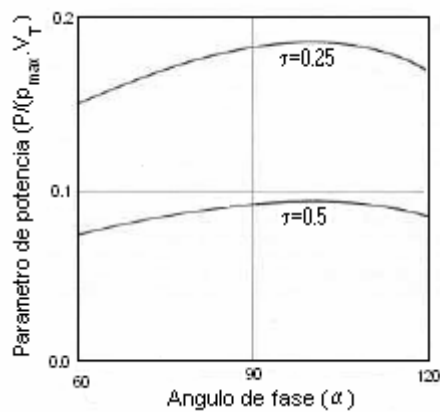


Figura 2.33 Efecto de α sobre el parámetro de potencia ($\tau = 0.25$ y 0.5 , $X = 1$ y $K = 0.8$)

De la figura 2.30 se observa que a menor valor de τ (mayor diferencia de temperaturas extremas) el parámetro de potencia indicada del motor se incrementa; de la figura 2.31 se observa que κ no tiene un valor óptimo constante, este depende del parámetro τ y también de los demás parámetros. De la figura 2.32 se observa que cuando el parámetro X es menor (menor volumen muerto) la potencia indicada aumenta, y finalmente en la figura 2.33 se observa que el parámetro α tiene un valor óptimo entre 90° y 115° para las condiciones dadas.

2.5.2 Eficiencia mecánica máxima de un motor Stirling

Antes de entrar en detalle definiremos algunos términos [13].

Efectividad del mecanismo

Se puede definir como la relación entre la fuerza real de salida (cuando las fuerzas de fricción están ausentes) y la fuerza ideal de salida. La efectividad del mecanismo esta generalmente en función de la velocidad, así como de la posición y de la carga. La consideración de la velocidad es importante cuando se trabaja a altas velocidades, o cuando están involucradas masas relativamente grandes en movimiento.

Presión de amortiguamiento

La presión de amortiguamiento juega un rol muy importante en la eficiencia mecánica del motor. La presión del gas de amortiguamiento, como la volante, absorbe, almacena y retorna energía al fluido de trabajo para la realización del ciclo. Esta presión actúa directamente sobre el pistón, por eso desvía y recicla cierto trabajo fuera del mecanismo y de esta manera se reducen las perdidas por fricción en el motor.

El valor óptimo de la presión de amortiguamiento tiene un valor muy cercano a la presión media del ciclo y para fines prácticos asumiremos que los valores son iguales [13].

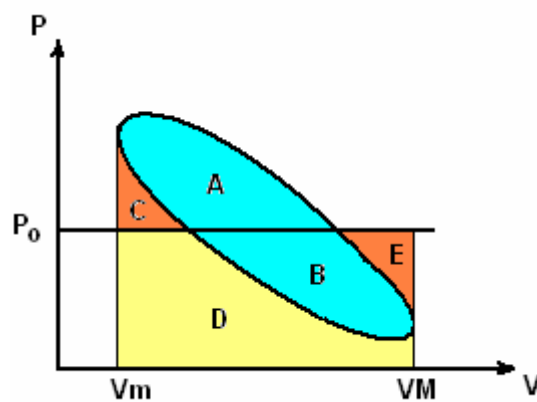


Figura 2.34 Componentes del trabajo de un ciclo regular.

En la figura 2.34 se muestra un ciclo real Stirling donde P_o es la presión de amortiguamiento y las letras A, B, C, D y E son las áreas encerradas en sus límites correspondientes. Con las regiones anteriores tenemos las siguientes relaciones:

$$W = A + B$$

$$W_e = A + B + C + D$$

$$W_c = C + D$$

$$W_+ = A + B + C + E$$

$$W_- = C + E$$

Donde W es el trabajo neto del ciclo, W_+ es el trabajo que se le entrega al mecanismo para que lo transforme en potencia útil, W_- es el trabajo que entrega el mecanismo, a través de la volante, a la sustancia de trabajo para que se realice el ciclo.

Si consideramos que la efectividad del mecanismo es una constante de valor E , entonces:

$$\eta_m = E - \left(\frac{1}{E} - 1 \right) \cdot \frac{W_-}{W}$$

$$W_s = E \cdot W - \left[\frac{1}{E} - E \right] \cdot W_-$$

Donde W_s es la máxima potencia al eje que se puede alcanzar.

Si consideramos que la presión de amortiguamiento es la óptima ($P_o = P_{\text{media}}$ del ciclo) y la efectividad del mecanismo es E , se tiene:

$$\eta_m = E - \left(\frac{1}{E} - E \right) \cdot S(\tau, r)$$

$$S(\tau, r) = \begin{cases} 0 & \text{si } \tau \cdot r \leq 1 \\ \frac{\tau \cdot \text{Ln}(\tau) - (1 + \tau) \cdot [\text{Ln}(1 + \tau) - \text{Ln}(1 + r)] - \text{Ln}(r)}{(1 - \tau) \cdot \text{Ln}(r)} & \text{si } \tau \cdot r > 1 \end{cases}$$

Donde $\tau = T_c/T_H$ y $r = V_{\text{Max}}/V_{\text{min}}$

Si consideramos una efectividad del mecanismo $E=0.8$ y para diferentes valores de relación de compresión r y relación de temperaturas τ tenemos la siguiente grafica:

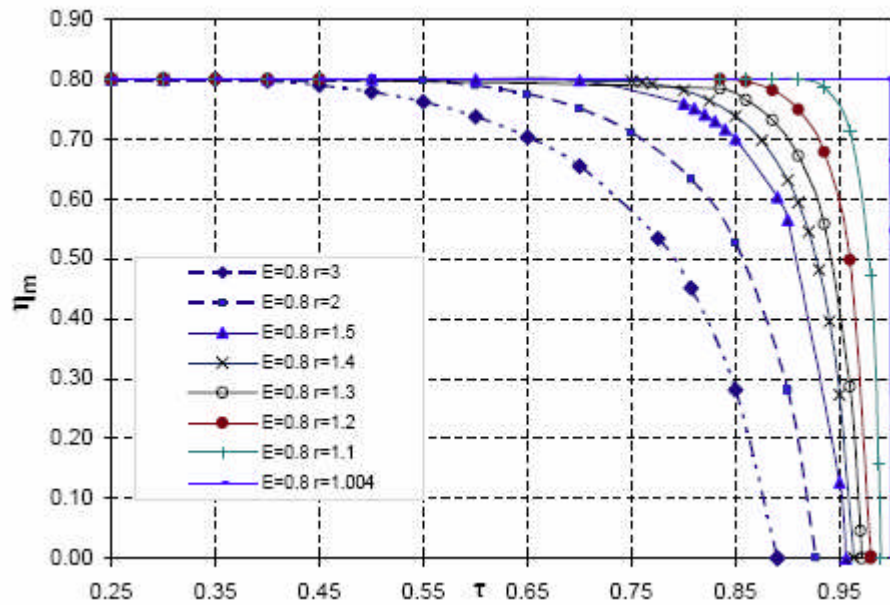


Figura 2.35 η_m en fusión de τ y r .

En la grafica se observa que a mayor relación de compresión la curva decrece a un menor valor de τ . Una mayor relación de compresión eleva la presión media que alcanza el ciclo, y por ende incrementa la potencia indicada. Pero no solo aumenta la potencia, también se incrementan las pérdidas mecánicas, por esta razón para obtener los valores de potencia mas óptimos se recomienda que la relación debería estar entre 1,5 y 2,5 (Se recomienda 2).

CAPITULO III

CONSIDERACIONES TÉCNICAS PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR STIRLING PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA

3.1 Análisis termodinámico de Schmidt

La teoría de Schmidt es un método "isotérmico" de cálculo para los motores Stirling. Es el método más simple y útil para el diseño de motores Stirling.

3.1.1 Hipótesis de la teoría de Schmidt

El volumen del motor es fácilmente calculado usando la geometría interna y analizando el movimiento de sus partes.

La presión es calculada usando las leyes de los gases ideales, haciendo las siguientes suposiciones:

- a) No hay pérdidas de presión en los intercambiadores de calor y no hay diferencias de presión interna.
- b) Los procesos de expansión y de compresión son isotérmicos.
- c) El gas es considerado un gas ideal.
- d) Hay regeneración perfecta.
- e) El espacio muerto de expansión es mantenido a la temperatura T_e , y el de compresión a T_c .
- f) La temperatura del gas en el regenerador está en función de T_h y T_k , que son las temperaturas del gas en el enfriador y calentador, respectivamente.
- g) El espacio de expansión es V_e y de compresión V_c .

3.1.2 Análisis isotérmico ideal

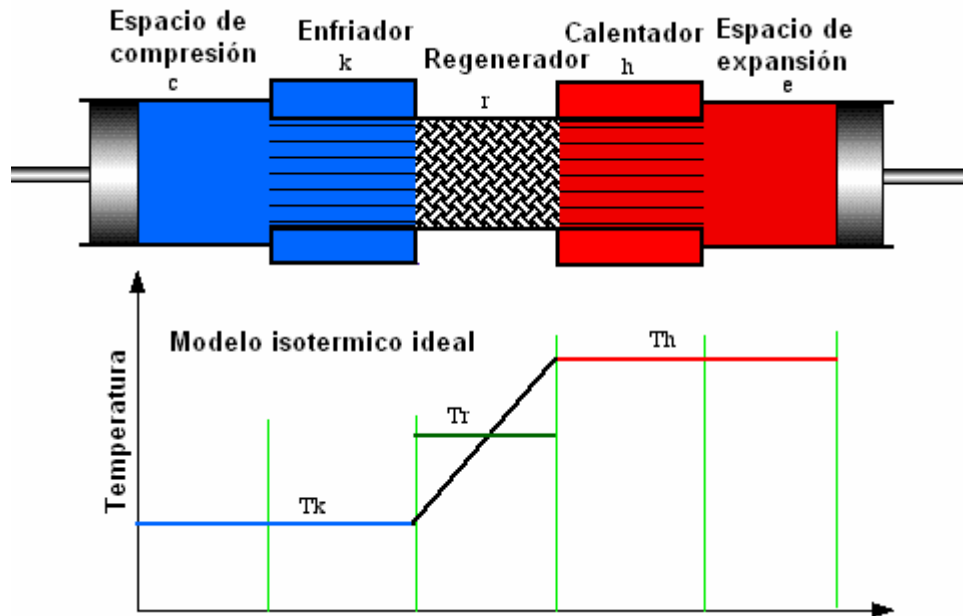


Figura 3.1 Esquema del análisis isotérmico ideal de un motor Stirling.

El motor contiene:

- i. Espacio de compresión (c)
- ii. Enfriador (k)
- iii. Regenerador (r)
- iv. Calentador (h)
- v. Espacio de expansión (e)

Cada componente es considerado como una entidad o celda homogénea. El gas interior está representado por una masa instantánea "M", temperatura absoluta "T", volumen "V" y presión "P".

Se considerará que la masa total del gas es constante.

$$M = mc + mk + mr + mh + me \quad (3.1)$$

Aplicando la ecuación de estado de los gases ideales, tenemos:

$$P = \frac{M \times R}{\frac{Vc}{Tc} + \frac{Vk}{Tk} + \frac{Vr}{Tr} + \frac{Vh}{Th} + \frac{Ve}{Te}} \quad (3.2)$$

3.1.3 Temperatura promedio en el regenerador

Analizando el regenerador, tenemos:

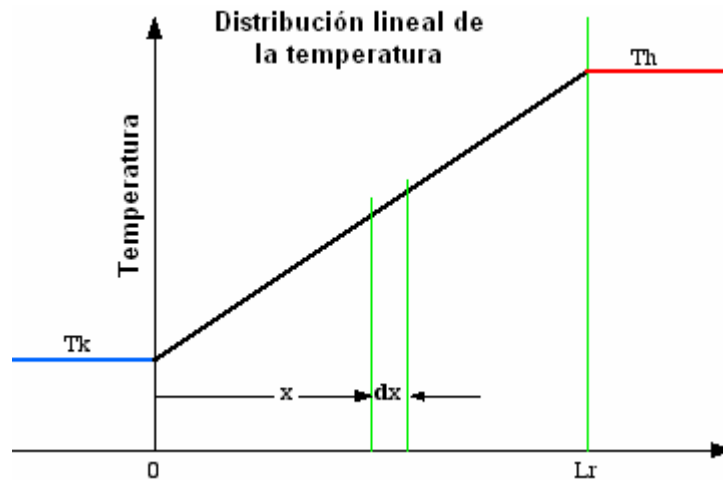


Figura 3.2 Distribución de la temperatura en el regenerador.

$$T(x) = \frac{(Th - Tk) \cdot x}{Lr} + Tk$$

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho \, dV_r$$

$$\rho = \rho R T$$

$$dV_r = A_r \, dx$$

$$V_r = A_r L_r$$

$$m_r = \frac{V_r \rho}{R} \int_0^{L_r} \frac{1}{(Th - Tk)x + Tk L_r} \, dx$$

Resolviendo, tenemos:

$$T_r = \frac{Th - Tk}{Ln \frac{Th}{Tk}} \quad (3.3)$$

Reemplazando términos, tenemos:

$$P = \frac{M \times R}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \times L_n \frac{T_h}{T_k}}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}} \quad (3.4)$$

El trabajo realizado por el sistema, en un ciclo, está dado por la integral cerrada de $\oint PdV$. Donde θ es el ángulo de giro de la manivela del motor.

$$Q_c = W_c = \oint PdV_c = \int_0^{2\pi} \left(P \frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta \quad (3.5)$$

$$Q_e = W_e = \oint PdV_e = \int_0^{2\pi} \left(P \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (3.6)$$

$$W = W_c + W_e = \int_0^{2\pi} P \left(\frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (3.7)$$

3.2 Análisis térmico general de un motor Stirling

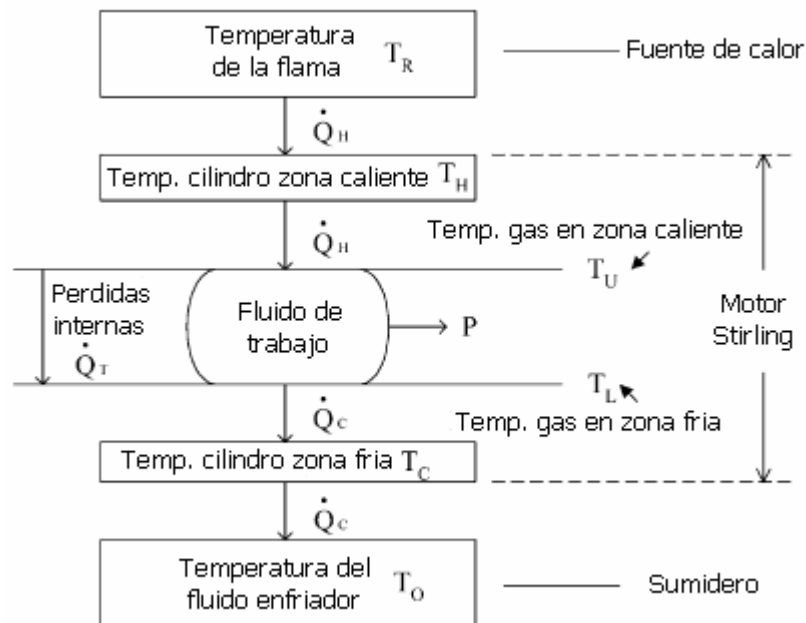


Figura 3.3 Esquema térmico general de un motor Stirling.

T_R es la temperatura de la fuente de calor, T_O es la temperatura del sumidero, T_H es la temperatura de la superficie en contacto con el fluido de trabajo en la zona caliente, T_C es la temperatura de la superficie en contacto con el fluido de trabajo en la zona fría y las inversas de las resistencias térmicas $(HA)_H$ y $(HA)_C$ de la zona caliente y la zona fría respectivamente, los cuales gobiernan el flujo de calor que entra y sale del motor.

Entonces tenemos:

$$\dot{Q}_H = \alpha \times \sigma \times A_R \times F_R \times (T_R^4 - T_H^4) = (HA)_H \times (T_H - T_U) \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_C = (HA)_C \times (T_L - T_C) = (HA)_O \times (T_L - T_O) \quad (3.9)$$

Donde $T_R > T_H > T_U > T_L > T_C > T_O$. Las temperaturas T_U y T_L son del fluido de trabajo, el cual recibe y rechaza energía con la fuente de calor y el sumidero, respectivamente.

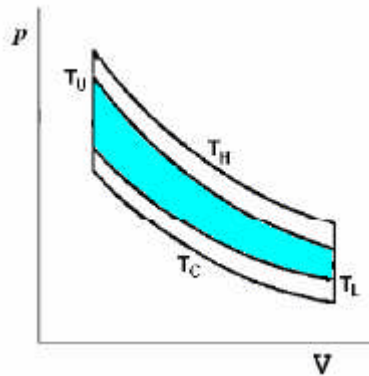


Figura 3.4 Diagrama P-V con T_U y T_L

Las pérdidas internas de calor se asumen que ocurren dentro de las dos temperaturas extremas T_U y T_L .

$$\dot{Q}_T = (HA)_T \times (T_U - T_L) \quad (3.10)$$

En un motor Stirling estas pérdidas son por conducción a través de la conexión de la estructura de la zona caliente con la zona fría (incluyendo regenerador, desplazador, etc.), a través del mismo fluido de trabajo y otros.

3.3 Selección del generador eléctrico

Debido a que la velocidad del prototipo del motor no sobrepasa las 700 RPM, no se puede utilizar un motor eléctrico para generar corriente, porque estos necesitan grandes velocidades para generar corriente, por esa razón se decidió utilizar generadores eólicos (mas conocidos como aerogeneradores) para la generación de energía eléctrica, a la vez que estos servían de volante para el motor. Los aerogeneradores generan corriente a bajas revoluciones (a partir de 100RPM), el detalle es que estos aerogeneradores tienen una eficiencia baja (50-60%). Para la selección del generador eléctrico debemos previamente conocer sus características y escoger de acuerdo al tipo de uso que queremos darle.

3.3.1 Características del generador de imanes de ferrita:

- Constante de construcción (K'): 0,013
- Resistencia sincrónica (X_s): 0,29 Ω
- Resistencia de una fase (R): 0,35 Ω
- Rango de generación de potencia (P): 100 a 230 W
- Eficiencia (η): 50 - 54%
- Velocidad de giro del rotor: 400 a 900 RPM

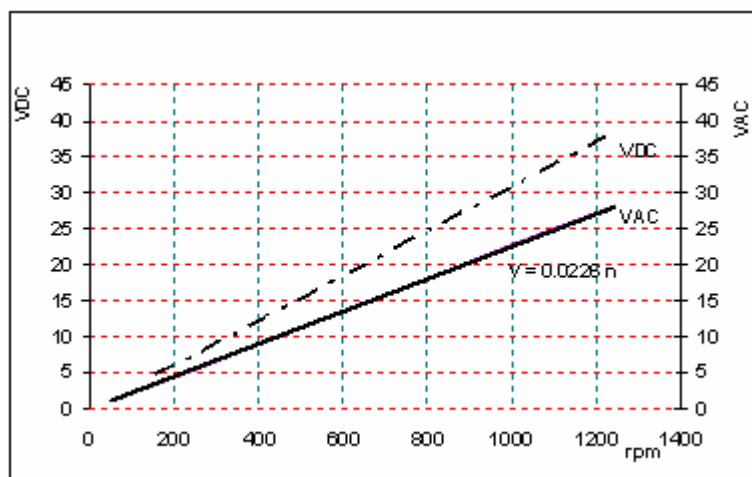


Figura 3.5 Curva de voltaje en vacío del generador ferrítico.

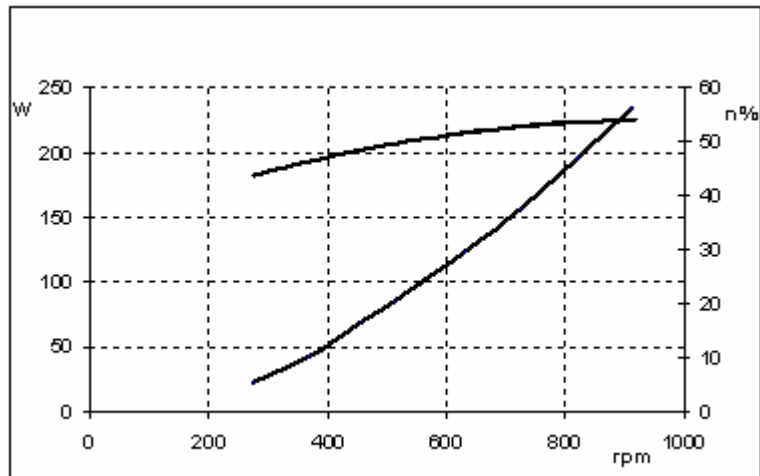


Figura 3.6 Curva de potencia y eficiencia del generador ferrítico.

3.4.2 Características del generador de imanes de neodimio:

- Constante de construcción (K''): 0,0338
- Resistencia sincrónica (X_s): 0,51 Ω
- Resistencia de una fase (R): 0,4 Ω
- Rango de generación de potencia (P): 100 a 300 W
- Eficiencia máxima (η): 66%
- Velocidad de giro del rotor: 200 a 450 RPM

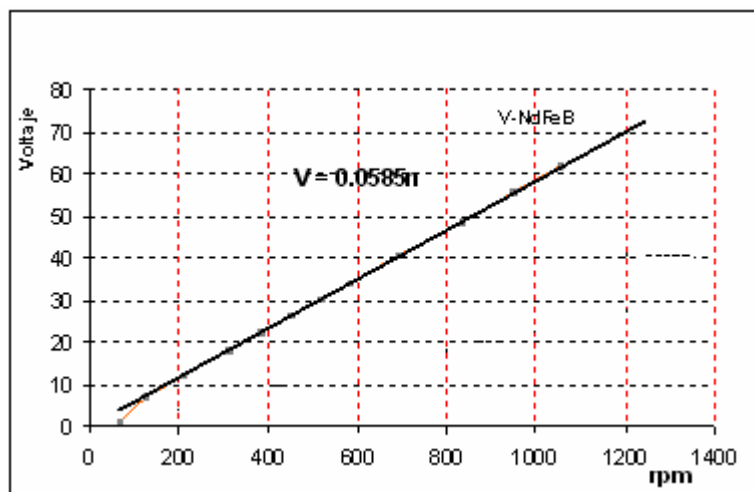


Figura 3.7 Curva de voltaje en vacío del generador de neodimio.

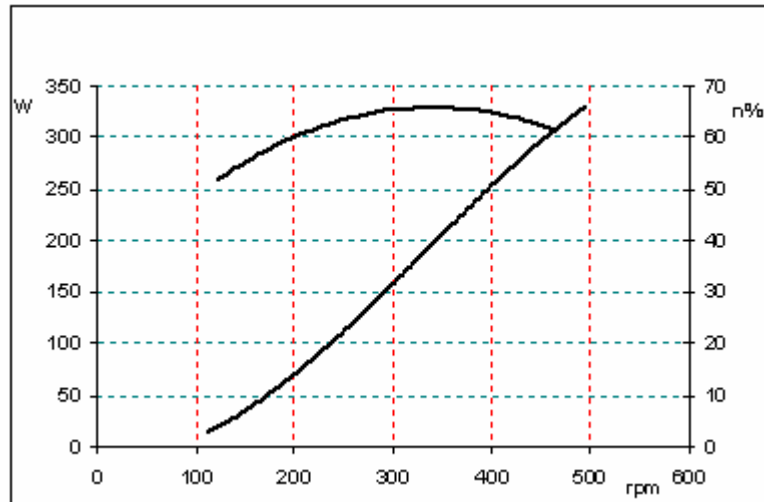


Figura 3.8 Curva de potencia y eficiencia del generador de neodimio.

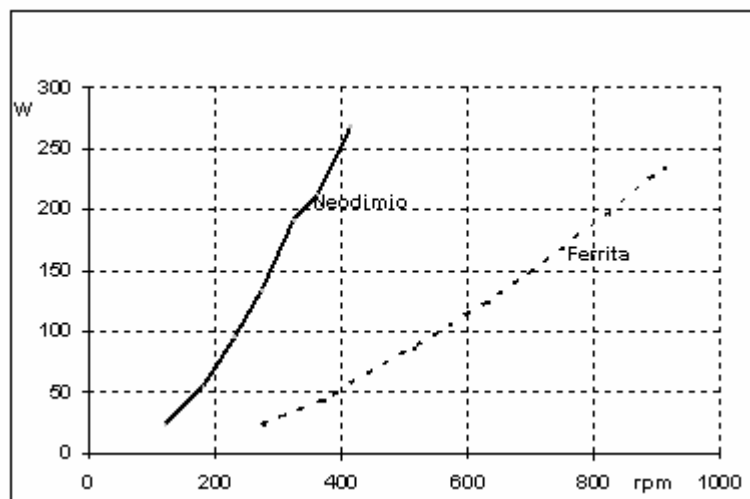


Figura 3.9 Comparación de la curva de potencia entre un generador de neodimio y un generador ferrítico.

Como se observa en las figuras precedentes, los generadores de imanes de neodimio alcanzan mayores potencias a bajas velocidades, pero también, el torque necesario para moverlo es mayor.

El rango de trabajo en donde se alcanzan las mayores eficiencias de los generadores de neodimio es de 250 a 450 RPM, y para los generadores de imanes ferríticos es de 400 a 900 RPM.

También se observa que los generadores de neodimio tienen mayor eficiencia que los ferríticos.

Se podría optar por un generador de neodimio porque trabaja a menores velocidades, lo cual disminuiría el desgaste del motor.

Realizando las pruebas con estos generadores se concluyó que para generar electricidad y encender focos incandescentes, los más recomendables son los generadores de imanes ferríticos, debido a que no son tan sensibles a la carga de los focos y tienen un funcionamiento estable; también se puede utilizar para cargar baterías, pero lo hace a más altas velocidades (511 RPM), y las carga en más tiempo del que lo haría un generador de imanes de neodimio.

No se recomienda utilizar este generador (ferrítico) en la carga de baterías porque al hacerlo a altas velocidades, el desgaste y el consumo de combustible del motor son mayores, en cambio, con el panel de focos incandescentes se puede controlar la velocidad del motor variando la carga.

Si queremos cargar una batería, lo recomendable es utilizar el generador de neodimio, debido a que éste lo carga a bajas revoluciones (170-211 RPM) y el tiempo de carga es menor. No se recomienda utilizar focos con este generador porque es muy sensible a la carga de los focos, haciendo que el movimiento sea irregular y demasiado lento, hasta, en algunos casos, detener al motor.

Con lo dicho anteriormente se puede seleccionar el generador de acuerdo al uso que deseemos darle.

CAPITULO IV

DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DEL MOTOR

4.1 Análisis cinemático del mecanismo

En este capítulo se realizará el análisis cinemático del mecanismo rómbico, ya que éste es el mecanismo que se uso para el motor estudiado.

El mecanismo rómbico se eligió por las siguientes razones:

- Este mecanismo nos da uno de los “mejores” ciclos para el motor Stirling.
- Elimina la fuerza lateral que actúa sobre el pistón-cilindro que se produciría con un mecanismo de biela-manivela.
- Nos da un balance dinámico perfecto entre sus partes.

Así como este mecanismo tiene ventajas, también tiene desventajas:

- Requiere de alta precisión en su fabricación.
- Tiene un gran número de partes móviles.
- Tiene mayor desgaste.

A continuación realizaremos el análisis cinemático del motor, pero antes mencionaremos la nomenclatura a utilizar:

- θ = Ángulo de la manivela con respecto a la vertical.
- L_d = Longitud del desplazador.
- L_p = Longitud del pistón.
- L_{vd} = Longitud del vástago del desplazador.
- L_{vp} = Longitud del vástago del pistón.
- D_p = Diámetro de paso de los engranajes.

- R_m = Radio de la manivela.
- L = Longitud de la biela.
- E = Longitud desde el eje central del pistón hasta un extremo de la biela.
- e = Longitud muerta del espacio caliente.

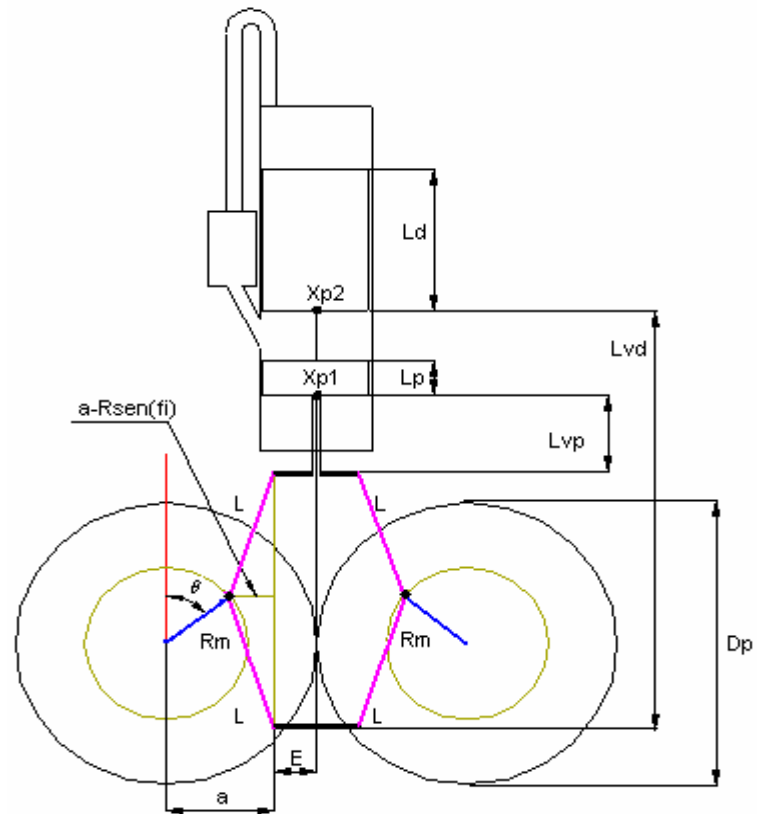


Figura 4.1 Esquema para el cálculo cinemático de un motor Stirling con mecanismo r6mbico.

4.2 Dise1o del mecanismo r6mbico para la transformaci3n del movimiento

Para dimensionar un mecanismo r6mbico s3lo se requieren de dos par6metros, los cuales, seg6n textos [8], tienen los valores que mencionaremos a continuaci3n.

$$z = \frac{L}{R_m} \quad (4.1)$$

$$rho = \frac{\frac{D_p}{2} - E}{R_m} \quad (4.2)$$

Se sabe que para los valores de $z = 2,5-2,6$ y $rho = 0,96-0,97$, se obtienen los mejores resultados para el ciclo termodinámico del motor Stirling [28].

Cálculos para el motor Stirling con el mecanismo rómbico.

$$\begin{aligned} L &= Rm \times z \\ a &= Rm \times rho \\ E &= \frac{Dp}{2} - a \end{aligned} \quad (4.3)$$

Según el gráfico hallaremos las posiciones de los vástagos del pistón y del desplazador en función del ángulo de la manivela, respectivamente:

$$Xp1 = Rm \times \cos \theta + \sqrt{L^2 - (a - Rm \times \text{sen} \theta)^2} + Lvp \quad (4.4)$$

$$Xp2 = Rm \times \cos \theta - \sqrt{L^2 - (a - Rm \times \text{sen} \theta)^2} + Lvd \quad (4.5)$$

Ángulo de la manivela correspondiente a la posición máxima del pistón:

$$\alpha 1 = \frac{\pi}{2} - a \cos \left(\frac{a}{L + Rm} \right) \quad (4.6)$$

Ángulo de la manivela correspondiente a la posición mínima del pistón:

$$\alpha 2 = \frac{3 \times \pi}{2} - a \cos \left(\frac{a}{L - Rm} \right) \quad (4.7)$$

Ángulo de la manivela correspondiente a la posición máxima del desplazador:

$$\beta 1 = \frac{3 \times \pi}{2} + a \cos \left(\frac{a}{L - Rm} \right) \quad (4.8)$$

Ángulo de la manivela correspondiente a la posición mínima del desplazador:

$$\beta 2 = \frac{\pi}{2} + a \cos \left(\frac{a}{L + Rm} \right) \quad (4.9)$$

Posiciones máximas y mínimas del vástago del pistón:

$$Xp1 \text{ max} = Rm \times \cos \alpha 1 + \sqrt{L^2 - (a - Rm \times \text{sen} \alpha 1)^2} + Lvp \quad (4.10)$$

$$Xp1 \text{ min} = Rm \times \cos \alpha 2 + \sqrt{L^2 - (a - Rm \times \text{sen} \alpha 2)^2} + Lvp \quad (4.11)$$

La longitud de la carrera del pistón:

$$Lc = Xp1 \text{ max} - Xp1 \text{ min} \quad (4.12)$$

4.3 Análisis termodinámico aplicado al prototipo

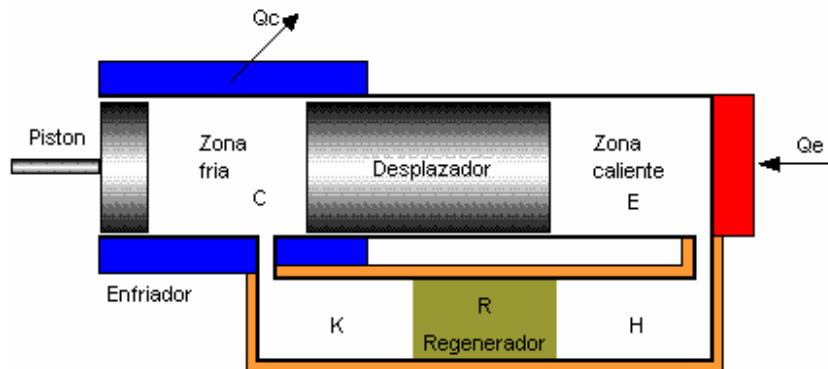


Figura 4.2 Esquema general de un motor Stirling tipo beta.

Como podemos observar en la figura, el motor está dividido en 5 celdas (C, K, R, H y E) conectadas entre si. Para el cálculo consideraremos que las celdas K, R y H son adiabáticas y entonces aplicaremos las ecuaciones anteriores para cada una de las celdas.

4.3.1 Consideraciones para el cálculo

- Se considerará que la presión instantánea dentro del motor es la misma en todas las celdas (análisis de Schmidt).
- Se considerará que la masa total de aire en el motor es constante.
- Se considerará al fluido de trabajo (aire) un gas ideal.
- Se considerará a las celdas K, R y H son adiabáticas.

4.3.2 Ecuaciones generales a utilizar

- Ecuación de la conservación de la energía en una celda:

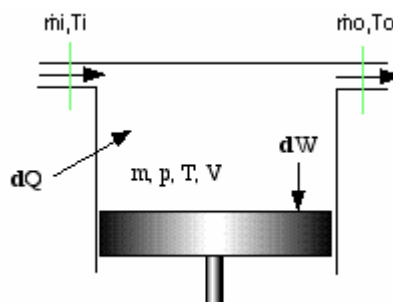


Figura 4.3 Esquema general de energía en una celda

$$dQ + cp \times \dot{m}_i \times T_i - cp \times \dot{m}_0 \times T_0 = dW + cv \times d(m \times T) \quad (4.13)$$

- Ecuación de estado de los gases ideales:

$$P \times V = m \times R \times T$$

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (4.14)$$

4.3.3 Cálculo

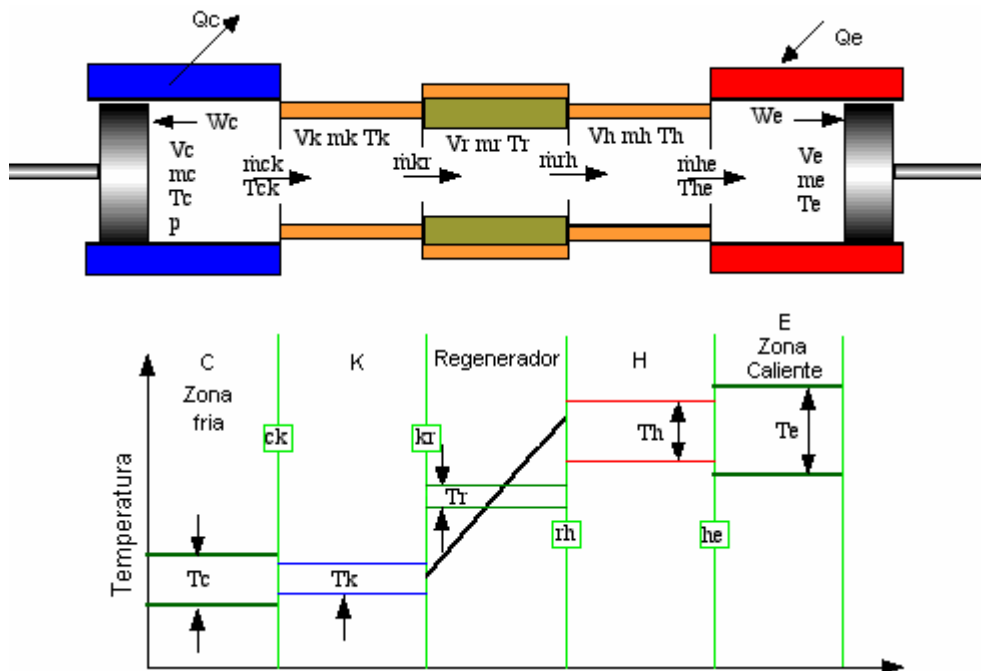


Figura 4.4 Esquema general para el cálculo termodinámico aplicado al prototipo.

Nomenclatura utilizada:

- Vc = Volumen instantáneo en el espacio frío.
- Vk = Volumen del gas en el ducto del espacio frío.
- Vr = Volumen del gas en el regenerador.
- Vh = Volumen del gas en el ducto del espacio caliente.
- Ve = Volumen instantáneo en la espacio caliente.
- Tc = Temperatura instantánea del gas en el espacio frío.
- Tk = Temperatura instantánea del gas en el ducto del espacio frío.

- T_r = Temperatura instantánea del gas en el regenerador.
- T_h = Temperatura instantánea del gas en el ducto del espacio caliente.
- T_e = Temperatura instantánea del gas en el espacio caliente.
- m_c = Masa de gas en el espacio frío.
- m_k = Masa de gas en el ducto del espacio frío.
- m_r = Masa de gas en el regenerador.
- m_h = Masa de gas en el ducto del espacio caliente.
- m_e = Masa de gas en el espacio caliente.
- P = Presión total instantánea del sistema.
- M = Masa total del gas (constante).
- R = Constante universal de los gases.
- $K = C_p/C_v$ = Exponente adiabático.
- T_{ck} = Temperatura de ingreso o salida del gas entre el espacio frío y el ducto del espacio frío.
- T_{he} = Temperatura de ingreso o salida del gas entre el espacio caliente y el ducto del espacio caliente.
- θ = Angulo de giro del cigüeñal con respecto a la vertical.

Como se ha dicho anteriormente, asumiremos que la masa de aire total en el motor es constante y su valor igual a M .

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (4.15)$$

Despejando m en la ecuación (4.14) y reemplazándola en la (4.15), se tiene:

$$P = \frac{M \times R}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}} \quad (4.16)$$

Ahora, como $M = \text{cte.}$, entonces:

$$dM = 0$$

$$d m_c + d m_k + d m_r + d m_h + d m_e = 0 \quad (4.17)$$

- Del análisis de las celdas adiabáticas K, R y H, tenemos:

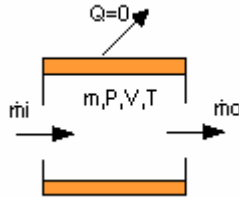


Figura 4.5 Esquema de cálculo para las celdas K, R y H.

Ya que $V = cte.$, entonces:

$$dV = 0$$

$$\text{y } dW = 0$$

Por lo tanto, la ecuación de la conservación de la energía se reduce a:

$$c_p \times (\dot{m}_i - \dot{m}_o) \times T = c_v \times d(m \times T)$$

De la ecuación de estado de los gases ideales, se tiene:

$$\frac{dm}{m} = \frac{dP}{P} - \frac{dT}{T}$$

Resolviendo las dos ecuaciones anteriores:

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

$$dm = \frac{m}{k} \times \frac{dP}{P}$$

Por lo tanto, aplicando lo anterior para las celdas K, R y H, se tiene:

$$dm_k = \frac{mk}{k} \times \frac{dP}{P} \quad (4.18)$$

$$dm_r = \frac{mr}{k} \times \frac{dP}{P} \quad (4.19)$$

$$dm_h = \frac{mh}{k} \times \frac{dP}{P} \quad (4.20)$$

- Del análisis de las celdas C y E, tenemos:

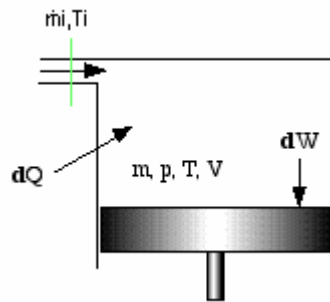


Figura 4.6 Esquema de cálculo para las celdas C y E.

De la ecuación de la conservación de la energía:

$$dQ + c_p \times \dot{m}_i \times T_i = dW + c_v \times d(m \times T)$$

De la ecuación de estado de los gases ideales:

$$m \times T = \frac{P \times V}{R}$$

si $\dot{m}_i > 0$

$$\dot{m}_i = dm$$

si no

$$\dot{m}_i = -dm$$

Resolviendo, se tiene

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

$$dm = \frac{P \times dV + \frac{V \times dP}{k}}{R \times T_i} - \frac{dQ}{\omega \times C_p \times T_i}$$

Diferencial de masa en las dos zonas:

$$dmc = \frac{P \times dV_c + \frac{V_c \times dP}{k}}{R \times T_c} - \frac{dQ_c}{\omega \times C_p \times T_c} \quad (4.21)$$

$$dme = \frac{P \times dVe + \frac{Ve \times dP}{k}}{R \times The} - \frac{dQe}{\omega \times Cp \times The} \quad (4.22)$$

Diferencial de volúmenes instantáneos en el motor

De las fórmulas aplicadas para el análisis cinemático del mecanismo, se tiene:

$$Vc = (Xp2 - Xp1 - Lp) \times \frac{\pi \times B^2}{4} \quad (4.23)$$

$$Ve = (Xp2 \max - Xp2 + e) \times \frac{\pi \times B^2}{4} \quad (4.24)$$

Ahora, con respecto a los otros volúmenes (Vk , Vr y Vh), éstos son constantes porque no varían con el tiempo, y derivando las expresiones anteriores, se tiene:

$$dVc = \left[\frac{(a - Rm \times \text{sen}\theta) \times Rm \times \cos\theta}{\sqrt{L^2 - (a - Rm \times \text{sen}\theta)^2}} + Rm \times \text{sen}\theta \right] \times \frac{\pi \times B^2}{4} \quad (4.25)$$

$$dVe = \left[\frac{-2 \times (a - Rm \times \text{sen}\theta) \times Rm \times \cos\theta}{\sqrt{L^2 - (a - Rm \times \text{sen}\theta)^2}} \right] \times \frac{\pi \times B^2}{4} \quad (4.26)$$

Diferencial de presión:

Sustituyendo las ecuaciones (4.18), (4.19), (4.20), (4.21) y (4.22) en la ecuación (4.17), se tiene:

$$dP = \frac{-k \times P \times \left(\frac{dVc}{Tck} + \frac{dVe}{The} \right) + \frac{k \times R \times \left(\frac{dQc}{Tck} + \frac{dQe}{The} \right)}{Cp \times \omega}{\frac{Vc}{Tck} + \frac{Ve}{The} + \frac{Vk}{Tk} + \frac{Vr}{Tr} + \frac{Vh}{Th}} \quad (4.27)$$

Diferencial de temperatura:

De la ecuación (4.18), para un gas ideal, se tiene:

$$dT_c = T_c \times \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dmc}{mc} \right) \quad (4.28)$$

$$dT_e = T_e \times \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dme}{me} \right) \quad (4.29)$$

Diferencial de trabajos en las dos zonas y trabajo total:

$$dW_c = P \times dV_c \quad (4.30)$$

$$dW_e = P \times dV_e \quad (4.31)$$

$$dW = dW_c + dW_e \quad (4.32)$$

Trabajo total

$$W = \frac{\int_0^{2\pi} W \cdot d\theta}{\theta} \quad (4.33)$$

Trabajo al eje

$$W_- = \int (P - P_o) \cdot dV \quad (4.34)$$

$$W_s = E \cdot W - \left[\frac{1}{E} - E \right] \cdot W_- \quad (4.35)$$

Potencia indicada

$$Li = W \cdot \frac{N}{60} \quad (4.36)$$

Potencia al eje

$$L_s = W_s \cdot \frac{N}{60} \quad (4.37)$$

Estas son las ecuaciones diferenciales a resolver. Esto se resolvió utilizando métodos numéricos, utilizando el software MATLAB y se resolverá utilizando el método RK4 debido a que permite obtener una mayor precisión a la hora de resolver las ecuaciones diferenciales.

4.4 Análisis térmico aplicado al prototipo

Para realizar el análisis térmico al prototipo, se analizarán los dos focos del motor para obtener las ecuaciones que gobiernan el intercambio de calor en el motor.

4.4.1 Análisis térmico en el foco caliente

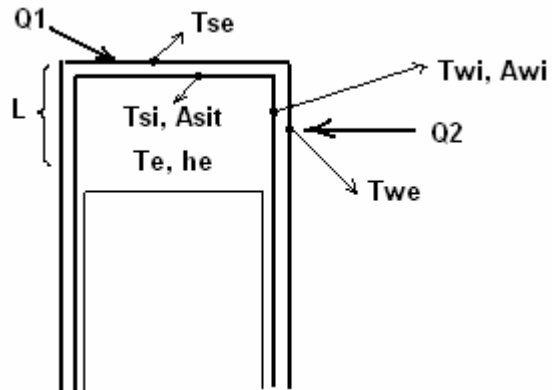


Figura 4.7 Esquema de cálculo para la transferencia de calor en la zona caliente.

Donde:

$Q1$ = Calor que ingresa al del motor por la tapa de la zona caliente.

$Q2$ = Calor que ingresa al del motor por el cilindro de la zona caliente.

Tse = Temperatura promedio exterior de la tapa.

Tsi = Temperatura promedio interior de la tapa.

Twe = Temperatura promedio exterior de de las paredes del cilindro.

Twi = Temperatura promedio interior de de las paredes del cilindro.

$Asit$ = Área interior de la tapa.

Awi = Área interior de las paredes del cilindro en una longitud igual a la carrera.

Te = Temperatura interior del fluido de trabajo en la zona caliente.

he = Coeficiente de convección del fluido de trabajo en la zona caliente.

Cálculo del calor $Q1$

El esquema de la resistencia térmica es como se muestra a continuación:

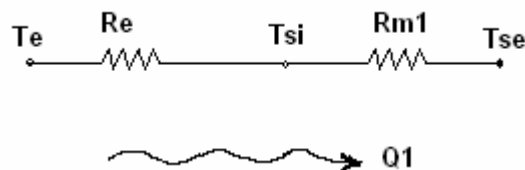


Figura 4.8 Circuito térmico equivalente para hallar $Q1$.

$$Q1 = \frac{Tse - Tsi}{Rm1} = \frac{Tsi - Te}{Re}$$

$$Tsi = \frac{Tse \cdot Re + Te \cdot Rm1}{Rm1 + Re}$$

$$Q1 = Asit \cdot he \cdot (Tsi - Te)$$

Cálculo del calor Q2

El esquema de la resistencia térmica es como se muestra a continuación:

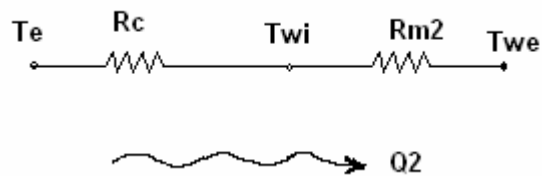


Figura 4.9 Circuito térmico equivalente para hallar Q2.

$$Q2 = \frac{Twe - Twi}{Rm2} = \frac{Twi - Te}{Rc}$$

$$Twi = \frac{Twe \cdot Rc + Te \cdot Rm2}{Rm2 + Rc}$$

$$Q2 = Awi \cdot he \cdot (Twi - Te)$$

El calor total entregado por el foco frío hacia el fluido de trabajo será:

$$Qe = Q1 + Q2$$

$$Qe = Asit \cdot he \cdot (Tsi - Te) + Awi \cdot he \cdot (Twi - Te) \quad (4.38)$$

4.4.2 Análisis térmico en el foco frío

Cálculo para un sistema de refrigeración con aletas

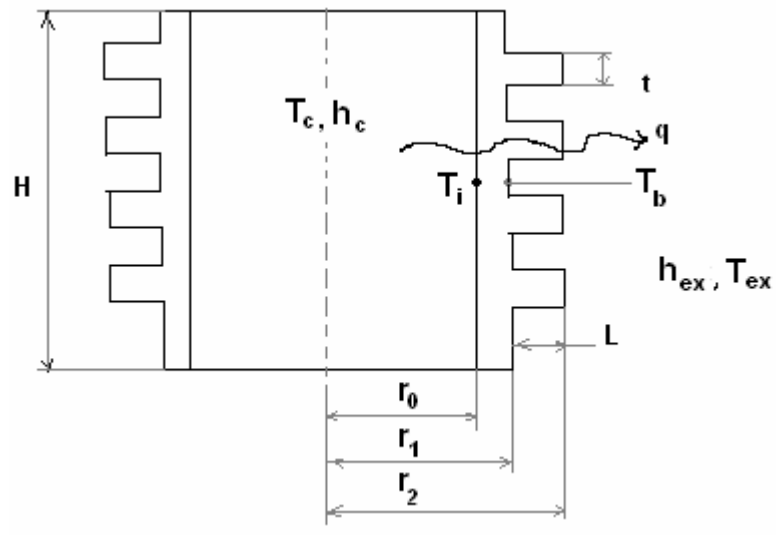


Figura 4.10 Esquema de cálculo para la refrigeración por aletas

Donde:

H = Altura del cilindro.

t = Espesor de las aletas.

T_b = Temperatura exterior del cilindro en la zona donde no hay aletas.

r_0 = Radio interno.

r_1 = Radio exterior al inicio de las aletas.

r_2 = Radio exterior al final de las aletas.

q = Calor que se extrae.

h_{ex} = Coeficiente de convección del medio externo.

T_{ex} = Temperatura del medio externo.

K = Conductividad térmica del material.

h_c = Coeficiente de convección del aire interno.

η_f = Eficiencia de las aletas.

N = Número de aletas.

Calor total rechazado por el sistema de aletas

$$q = q_f + q_b$$

Calor rechazado por las aletas

$$q_f = N \cdot n_f \cdot q_{\max}$$

$$q_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot h_{ex} \cdot (r_{2c}^2 - r_1^2) \cdot (T_b - T_{ex})$$

Calor rechazado por la parte donde no hay aletas

$$q_b = h_{ex} \cdot A_b \cdot (T_b - T_{ex})$$

$$A_b = (H - N \cdot t) \cdot (2\pi \cdot r_1)$$

Con la fórmula $L_c^{3/2} \cdot \left(\frac{h_{ex}}{K_p \cdot A_p} \right)^{1/2}$ vamos a la siguiente gráfica para obtener la

eficiencia de la aleta, donde K_p es la conductividad térmica del material de la aleta a la

temperatura $\frac{T_b + T_{ex}}{2}$.

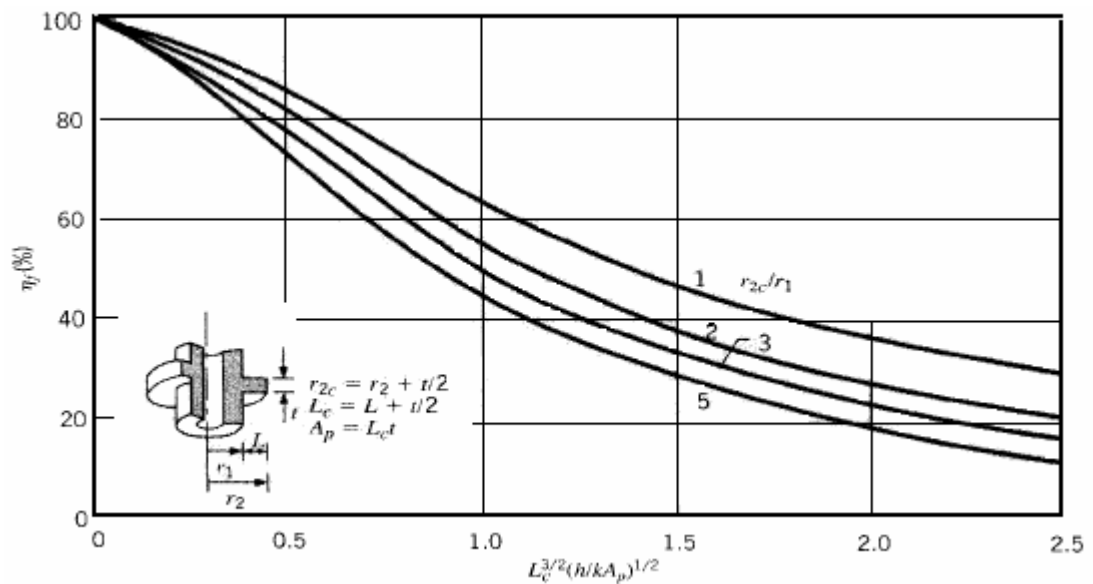


Figura 4.11 Gráfico para hallar la eficiencia de las aletas.

Haciendo un circuito equivalente, se tiene lo siguiente.

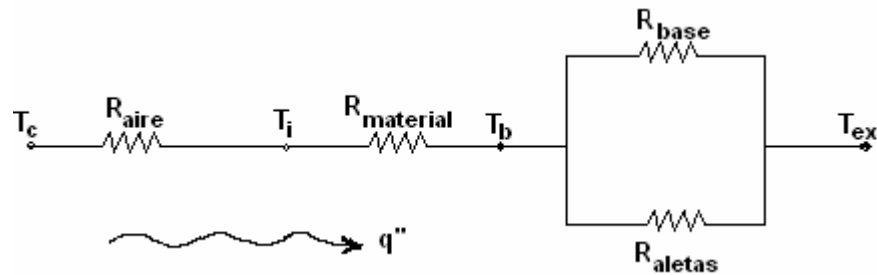


Figura 4.12 Circuito térmico equivalente para hallar el calor rechazado.

Las fórmulas de las resistencias térmicas de la figura anterior son:

$$R_{aire} = \frac{1}{h_c \cdot \pi \cdot 2r_0 \cdot H}$$

$$R_{material} = \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_0}\right)}{2\pi \cdot K \cdot H}$$

$$R_{base} = \frac{1}{h_{ex} \cdot (2\pi \cdot r_1 - N \cdot t) \cdot H}$$

$$R_{aletas} = \frac{1}{N \cdot \eta_f \cdot h_{ex} \cdot A_f}$$

Área efectiva de las aletas:

$$A_f = 2\pi \cdot (r_{2c}^2 - r_1^2)$$

Donde el calor total disipado por las aletas tiene la siguiente fórmula:

$$q = \frac{T_b - T_c}{R_{aire} + R_{material}}$$

$$q = \frac{T_{ex} - T_c}{R_{aire} + R_{material} + \left(\frac{1}{R_{base}} + \frac{1}{R_{aletas}}\right)^{-1}}$$

Expresado de otra manera, se tiene:

$$q = N \cdot \eta_f \cdot h_{ex} \cdot 2\pi \cdot (r_{2c}^2 - r_1^2) \cdot (T_b - T_{ex}) + h_{ex} \cdot (H - N \cdot t) \cdot (2\pi \cdot r_1) \cdot (T_b - T_{ex}) \quad (4.39)$$

Cálculo para un sistema de refrigeración sin aletas

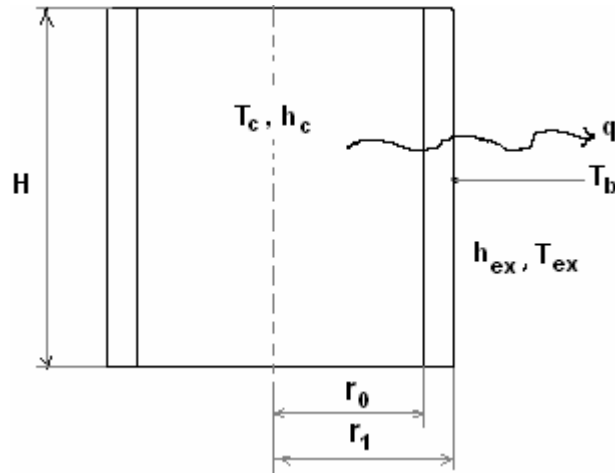


Figura 4.13 Esquema de cálculo para la refrigeración por agua (sin aletas).

La resistencia equivalente sería como sigue:

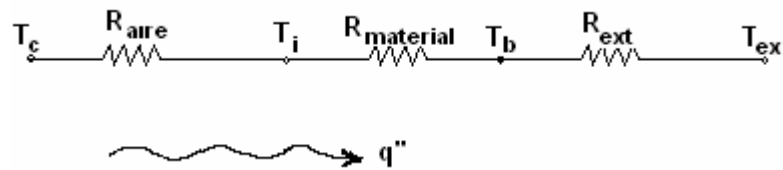


Figura 4.14 Circuito térmico equivalente para hallar el calor rechazado.

Las fórmulas de las resistencias térmicas de la figura anterior son:

$$R_{aire} = \frac{1}{h_c \cdot \pi \cdot 2r_0 \cdot H}$$

$$R_{material} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{r_1}{r_0}\right)}{2\pi \cdot K \cdot H}$$

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ex} \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot H}$$

Donde el calor total disipado por el cilindro tiene la siguiente fórmula:

$$q'' = \frac{T_b - T_c}{R_{aire} + R_{material}}$$

$$q'' = \frac{T_{ex} - T_c}{R_{aire} + R_{material} + R_{ext}}$$

Expresado de otra manera se tiene:

$$q = h_{ex} \cdot H \cdot (2\pi \cdot r_1) \cdot (T_b - T_{ex})$$

4.4.3 Cálculo térmico para el motor Stirling

Para el cálculo, asumiremos constante las temperaturas en los focos. Donde T_{si} es la temperatura promedio de la tapa en la parte interna del foco caliente, T_{wi} es la temperatura promedio del cilindro en la parte interna del foco caliente en una longitud igual a la carrera del desplazador, y T_i es la temperatura de la parte interna del cilindro en el foco frío.

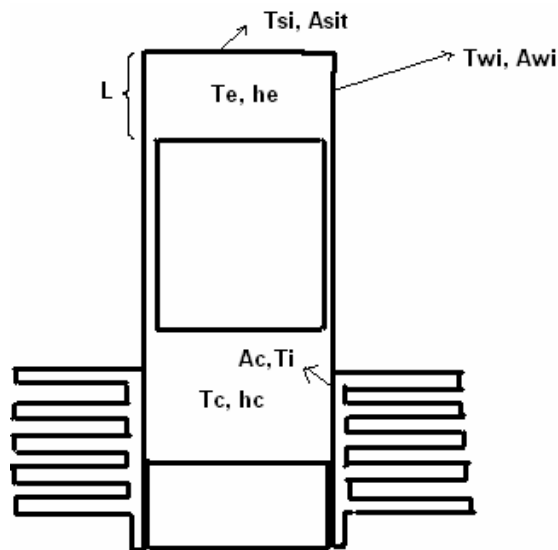


Figura 4.15 Esquema de cálculo el análisis térmico aplicado al prototipo

Cálculo de los calores que entran y salen en el motor.

El calor rechazado por el motor Stirling es:

$$Q_c = hc \times A_c \times (T_i - T_c) \quad (4.40)$$

El calor absorbido por el motor Stirling es:

$$Q_e = A_{sit} \cdot h_e \cdot (T_{si} - T_e) + A_{wi} \cdot h_e \cdot (T_{wi} - T_e) \quad (4.41)$$

Donde h_e y h_c son los coeficientes de transferencia de calor por convección instantáneo del fluido de trabajo del motor. A_c , A_e , A_w son las áreas de transferencia, T_c y T_e son las temperaturas instantáneas del fluido de trabajo en el foco frío y caliente, respectivamente.

Cálculo de h_e y h_c .

Para el cálculo de estos coeficientes se utilizara la fórmula para hallar el coeficiente de convección instantánea de los gases de combustión en un motor de combustión interna [18], la cual deriva de la siguiente correlación:

$$\frac{h \cdot B}{k} = a \left(\frac{\rho \cdot w \cdot B}{\mu} \right)^b$$

Donde a es una constante, B es el diámetro del cilindro, ρ es la densidad, w es la velocidad promedio del gas en el motor, μ es la viscosidad cinemática del gas, k es la conductividad térmica del gas; a y b son constantes cuyos valores son 0,035 y 0,8, respectivamente.

Para el cálculo de w se tiene la siguiente relación:

$$w = C_1 \cdot S_p + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_r}{P_r \cdot V_r} (p - p_m)$$

Ya que en el interior del cilindro no hay combustión, $C_2 = 0$, por lo que la ecuación queda como:

$$w = C_1 \cdot S_p$$

Donde C_1 es 2,28 para periodos de expansión y compresión. S_p es la velocidad promedio del motor.

Lo que se hizo en este trabajo es cambiar las propiedades de los gases de combustión por las del aire y reemplazarlos en la ecuación. Al final se obtuvieron las siguientes ecuaciones:

$$h_c = 1,678 \times B^{-0,2} \times mc^{0,8} \times Tc^{0,214780} \times \left(\frac{w}{Vc} \right)^{0,8} \quad (4.42)$$

$$h_e = 1,678 \times B^{-0,2} \times me^{0,8} \times Te^{0,214780} \times \left(\frac{w}{Ve} \right)^{0,8} \quad (4.43)$$

Donde:

B = Diámetro del cilindro del motor

me = Masa instantánea de aire en la zona caliente

m_c = Masa instantánea de aire en la zona fría

T_e = Temperatura instantánea en la zona caliente

T_c = Temperatura instantánea en la zona fría

w = Velocidad promedio del gas dentro del motor

V_e = Volumen instantáneo en la zona caliente

V_c = Volumen instantáneo en la zona fría

CAPITULO V

CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR STIRLING

5.1 Dimensionamiento del motor

Para dimensionar el motor se definieron dos de los parámetros dimensionales del motor, como son la carrera del pistón y el diámetro del cilindro. La carrera influye sobre las dimensiones del mecanismo rómbico y también puede influir en la longitud del cilindro dependiendo del mecanismo a utilizar; el diámetro del cilindro influye en la dimensión del desplazador y, por ende, en la longitud del cilindro.

Para dimensionar el mecanismo a utilizar es necesario conocer la carrera y los parámetros óptimos de diseño del mecanismo (por ejemplo, para el mecanismo rómbico estos parámetros son $z = 2,5$ y $\rho = 0,96$), y, con ello, se tendrán todas las dimensiones del mecanismo.

Para dimensionar el cilindro del motor, primero se debe corroborar si existe un material (tubos especiales para construir la zona caliente) que se aproxime a las dimensiones requeridas, si no se tendrá que adecuar a la dimensión del tubo existente en el mercado, también hay que saber cuál va a ser el diámetro del desplazador, y si existe algún material, el cual, maquinando, quedaría con las dimensiones requeridas. Todo esto es para facilitar la construcción del motor, ya que trabajar acero inoxidable (el maquinado) no es fácil, ni rápido.

Una vez verificado que existen materiales de las dimensiones que queremos, recién podemos dar las dimensiones finales y hacer el diseño final de las partes del motor.

Durante el proceso de cálculo de las dimensiones, se desconocerán algunas dimensiones las cuales se tendrán que asumir (como la del vástago del pistón, éste influye en la longitud del cilindro), para luego terminar de dimensionar todas las partes del motor.

Es muy importante la ayuda de los programas de diseño como SolidWorks y Visual Nastran para dibujar las partes del motor en tres dimensiones, para luego hacer el ensamble y simularlo cinemáticamente para ver qué problemas podemos tener con las dimensiones asumidas y hacer los cambios respectivos hasta tener las dimensiones óptimas.

Las dimensiones asumidas afectan a las longitudes de algunas partes del motor y no a las dimensiones del mecanismo. A continuación se hablará sobre las dimensiones de las partes más importantes del motor Stirling con el mecanismo rómbico construido.

5.1.1 Dimensionamiento del mecanismo rómbico

Se desarrolló un programa, el cual, ingresando el valor de la carrera del pistón, nos da las dimensiones de todo el mecanismo. Dentro del programa hay varias variables, de las cuales algunas tienen valores reales, como los de la longitud del desplazador, los parámetros óptimos del mecanismo, el diámetro de paso de los engranajes, y valores asumidos como la longitud del vástago del pistón, la longitud del pistón, la longitud del espacio muerto en la zona caliente, la distancia mínima de acercamiento entre el pistón y desplazador, etc.

Ejecutando el programa se obtuvieron los siguientes datos que servirán para el dimensionamiento total del motor.

$$R = 0,181 ; L = 0,0452; E = 0,0201; Lvd = 0,1914; Dcentro_tapa = 0,4265$$

Donde:

- R = Radio de la manivela
- L = Distancia entre centros de los agujeros de las bielas
- E = Distancia del centro del vástago al centro de los pines
- L_{vd} = Longitud del vástago del desplazador
- D_{centro_tapa} = Distancia entre la tapa del cilindro (parte interna) y la línea central que pasa por el centro de los ejes (esto nos ayudará para calcular la longitud del cilindro).

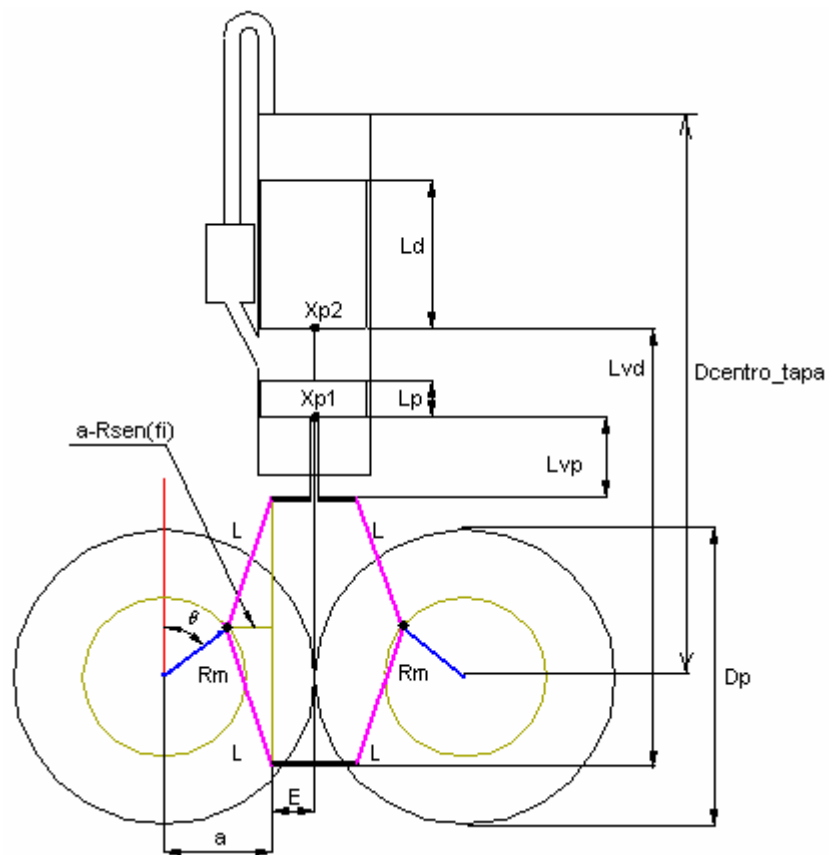


Figura 5.1 Esquema para el dimensionamiento del mecanismo róbico.

Cabe mencionar que los valores que nos da el programa son valores entre centros de todas las partes, por lo tanto, la dimensión real que tendrá cada parte es mayor a ésta (la obtenida en el programa) y estará en función de las dimensiones de las otras partes y de la forma cómo pensamos unirlos.

5.1.2 Dimensionamiento del desplazador

Para dimensionar el desplazador sólo existen recomendaciones y no fórmulas. La primera recomendación es que su longitud debe ser de 1 a 3 veces el diámetro del cilindro, y la otra es que la holgura radial entre el desplazador y el cilindro debe ser de 1% a 2% del diámetro del cilindro [14].

Se recomienda una longitud de 2,5 a 3 veces del diámetro del cilindro por razones que explicaremos más adelante. Se optó por una longitud de 2,5 veces el diámetro del cilindro; y con respecto a la holgura se optó por un porcentaje de 1,75% el diámetro debido a que teníamos que reducir al máximo posible el peso del desplazador ya que éste debe ser liviano, y, para esto, el desplazador debe tener paredes lo más delgadas posible sin que sufriera deformaciones al momento de maquinarlo. Con esa dimensión de la holgura se hizo que el desplazador tenga un espesor de pared de aproximadamente un poco más de 1mm. La tapa inferior (donde no va unido el vástago) tiene un espesor de 2,2 mm y en la parte superior (donde va unido el vástago) tiene un espesor es de 3 mm para que le de consistencia.

5.1.3 Dimensionamiento del pistón

El pistón debe tener el menor juego (holgura) posible con el cilindro, este juego no debe ser mayor a 3 centésimas de milímetro (diámetralmente) porque habría demasiada fuga del fluido de trabajo. La longitud del pistón puede ser de 0,5 – 0,75 el diámetro del cilindro para disminuir las fugas y no incrementar el peso de éste. Para el motor construido se optó por una longitud de 0,5 veces el diámetro del cilindro para aligerarlo y reducir también la fricción.

5.1.4 Dimensionamiento del cilindro

El cilindro del motor se dimensionó de tal forma que la parte superior del pistón (que está en contacto con el aire ambiental) esté casi al nivel de la base del cilindro para que de esta manera la longitud del cilindro sea mínima.

Si el cilindro está compuesto por dos partes o más, se recomienda que la parte que va a estar sometida al calor sea de una dimensión igual a las $2/3$ partes de la longitud del desplazador, esto es para mejorar la refrigeración del motor como se dijo anteriormente, de esta manera la chaqueta tendría que empezar en la unión de estas dos partes hasta por lo menos $1/3$ de la longitud del desplazador. El espesor del cilindro inferior (en la zona caliente) era mayor que el espesor mínimo permisible calculado para los valores de presión a que iba a estar sometido el motor ya que eran las medidas estándares de los tubos en el caso del cilindro de acero inoxidable, y para los cilindros de aluminio y cobre se calcularon los espesores mínimos y se optó por considerar un factor de seguridad para determinar los espesores finales.

5.1.5 Dimensionamiento del eje

Se hicieron los cálculos del diámetro que debería tener el eje del motor para la disposición en que iba a estar, mediante un programa que se desarrolló especialmente, introduciendo las fuerzas y torques actuantes en él. Los valores se pusieron de acuerdo a los pesos de la volante, pistón, desplazador, mecanismo, etc., y los datos de los cálculos térmicos como la potencia efectiva esperada. Se determinó que éste debería ser mayor a 16 mm, así que optamos por 17 mm porque en el mercado local existían rodamientos con esas medidas.

Las demás dimensiones se hicieron de tal manera que sea fácil armar el motor y también para que le dieran consistencia, ya que no podían fallar por resistencia debido a su longitud y espesor.

5.2 Construcción de las partes del motor

Debido a que es inevitable cometer errores en la manufactura de un prototipo cualquiera, no siempre todas las partes de la máquina tendrán la dimensión que deberían tener (según el cálculo), lo cual influye en el montaje y alineación de las partes del motor.

Otro factor importante es el diseño del motor y de sus partes, se debe prever los problemas que pueda haber durante su fabricación y montaje. Los problemas en la fabricación pueden ser de índole económica y del nivel de complejidad debido a la fabricación de las partes.

Todo este comentario es para que antes de hacer algo se tomen las debidas precauciones del caso y no se tenga que modificar el diseño cuando ya se haya avanzado cierta parte de la construcción total de las partes.

Antes de hablar de la construcción en si del diseño final del motor Stirling, con mecanismo rómbico, hablaremos del diseño inicial que se realizó, por qué éste no fue el más adecuado, y de las modificaciones que se hicieron antes de llegar al diseño final que sí funcionó.

5.2.1 Diseño inicial del motor Stirling con mecanismo rómbico

En el diseño inicial del motor, la carrera fue de 6 cm, el diámetro del cilindro fue de 9,8 cm, la longitud del desplazador fue 1,2 veces el diámetro del cilindro, el soporte donde se iba a montar el cilindro y los ejes fue de una configuración cerrada, los engranajes que se utilizaron fueron metálicos y helicoidales.

- En el diseño inicial, se optó por un desplazador con una longitud de 1,2 veces debido a que el desplazador y el pistón deberían ser lo más livianos posible, pero el aire llegaba caliente a la zona fría, además que también el calor se propagaba por conducción en el desplazador de la zona caliente a la otra, y se calentaba el cilindro de la zona fría, y no se sentía la fuerza de oposición que debe ofrecer el gas antes de dar el giro a la volante para que empiece el movimiento (sólo giraba por inercia y daba algunas vueltas, pero sólo era por la inercia).

Así que se optó por aumentar la longitud del desplazador de 1,2 a 2,5 veces el diámetro del cilindro, y se hicieron las modificaciones necesarias para esto. Con el mismo mecanismo y el mismo alineamiento se probó el motor. En este caso, sí se sentía la oposición inicial al movimiento. Ahora sólo faltaba solucionar los problemas de la mala alineación del motor y de las partes que tenían mucho juego.

- En este diseño se optó por hacer el soporte cerrado para poder hermetizar el motor. El problema que se presentó fue que para construir esta parte, ésta se hizo soldada, y como se sabe, la soldadura trae problemas como deformación de los materiales soldados, esto influyó en la desalineación de las partes a montar, lo cual hizo que la fricción sea muy alta.

El otro problema que trajo hacer el soporte cerrado fue que el montaje de las partes era muy complicado y tomaba mucho tiempo armarlo. Por este motivo se decidió cambiar esto por una plancha que tuviera unas guías sobre las cuales se montaban los soportes de los ejes, los cuales estarían unidos a ésta mediante pernos. En la plancha se hicieron unos agujeros “chinos” para permitirnos regular la posición de estos soportes y así lograr un mejor alineamiento. Con esto se consiguió solucionar el problema del alineamiento.

- Se utilizaron engranajes helicoidales porque éstos eran menos ruidosos que los engranajes rectos. Debido a que eran metálicos éstos eran algo pesados, también habían problemas en el montaje, así que se cambiaron por engranajes de baquelita de dientes rectos, ya que éstos son más livianos y el ruido era mínimo. La disposición inicial fue de tal manera que el engranaje esté casi junto a la manivela, por lo cual habían problemas para colocar algunos pernos sobre el cilindro, así que decidimos mandarlo al otro extremo.

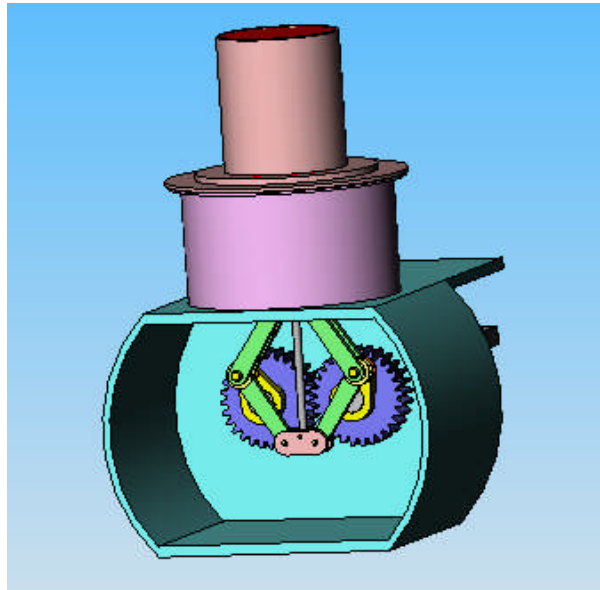
Gráficos y fotos del diseño y fabricación

Figura 5.2 Esquema del diseño inicial del motor Stirling con mecanismo rómbico.



Figura 5.3 Fotografía del diseño inicial del motor Stirling con mecanismo rómbico.

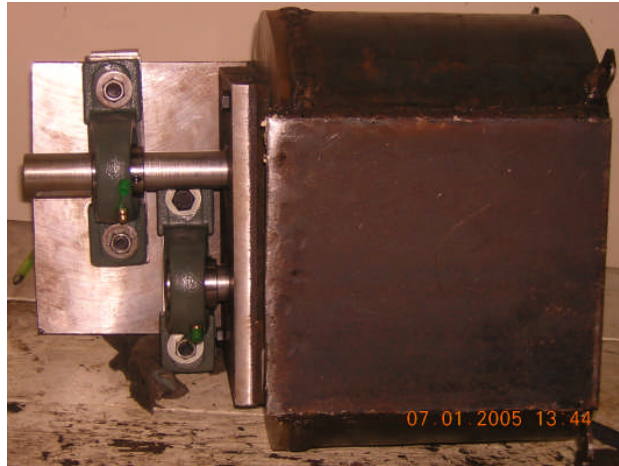


Figura 5.4 Fotografía de la vista de planta del diseño inicial.

5.2.2 Construcción del diseño final

Aquí se mencionan los aspectos sobre el diseño final de las partes del motor Stirling con el mecanismo rómbico construido.

1. Cilindro de la zona caliente

Se utilizó acero inoxidable AISI 304. El cilindro está compuesto por un tubo de 17cm de largo, un disco de $4'' \phi \times 1/8''$ y otro de $6 \frac{3}{4}'' \phi \times 1/4''$. Primero se rectificaron en forma basta los materiales, luego se soldaron para después darle las medidas finales.



Figura 5.5 Fotografía de la zona caliente.

2. Cilindro de aluminio de la zona fría

Se incorporó esta parte para aumentar la longitud del desplazador. Se compró un disco de aluminio fundido de 6" ϕ x 4", luego se rectificó y se dejó a las medidas exteriores e interiores, para luego, al final, hacer las aletas.



Figura 5.6 Fotografía de la zona fría de aluminio.

3. Cilindro de cobre de la zona fría

Este fue producto del primer diseño, por eso para diseñar las otras partes del cilindro lo hicimos en función de éste, lo cual nos limitó hacer un mejor diseño. Para su construcción se mandó fundir una bocina de cobre electrolítico de 150x95x105mm para después darle la dimensión interior final y luego hacer las aletas. Inicialmente, se pensó darle un espesor de 2 mm a las aletas, pero al momento de hacer éstas se deformaban, así que se cambió a un espesor de 4 mm.

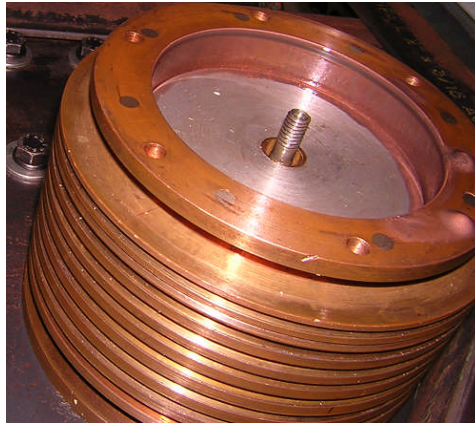


Figura 5.7 Fotografía de la zona fría de cobre.

4. Desplazador

El desplazador se fabricó de un tubo de 4" de diámetro, con espesor de pared de $\frac{1}{4}$ ", de un disco de acero inoxidable de 4" ϕ x2,5mm, un disco de acero al carbono de 4" ϕ x3mm y un eje de acero de $\frac{3}{4}$ " ϕ x5/16".

Primero se rectificó el cilindro, dejándolo interiormente a una medida de 92 mm ϕ , luego se soldó externamente a la brida de acero inoxidable, después se soldó el eje al centro del disco de acero al carbono, en seguida se rectificó y dejó a las dimensiones de tal manera que entre con una ligera presión dentro del agujero del cilindro del desplazador para finalmente soldarlo con bronce. Una vez hecho todo esto recién se deben dar las dimensiones finales del desplazador y se procedió a hacer la rosca donde entre el vástago (en la tapa de acero al carbono).

En la zona donde se hace la rosca se recomienda hacerlo de acero al carbono ya que el acero inoxidable es un poco difícil de trabajar y puede deformar el desplazador, y la rosca puede salir mal, con el eje torcido, por más que todo esté bien alineado. Además, esta parte está en la zona fría, en donde la temperatura es más baja y, por lo tanto, no daña al material.



Figura 5.8 Fotografía del desplazador.

5. Pistón

Se fabricó de un disco de aluminio de $4'' \phi \times 2''$ y un eje de bronce grafitado de $5/16'' \phi \times 5''$. Primero, se vació el disco dejando el interior a la medida deseada y el exterior con una sobre medida de 1mm. Luego, se maquino el eje de bronce grafitado a una sobre medida, para después hacerle el agujero pasante; una vez verificado que el agujero esté bien hecho recién se instala a presión este eje con la parte de aluminio para proceder a darle las dimensiones finales.

Para hacer el agujero pasante se recomienda utilizar un torno en buenas condiciones, y pasar broca por los dos lados, ya que si lo hiciéramos de una sola pasada se tendría que usar una broca más larga y esto hace que el agujero salga desviado.

Inicialmente, se unió el pistón con su conector a presión, tal como se muestra, pero para un fácil despiece se hizo mediante una unión con tuerca.

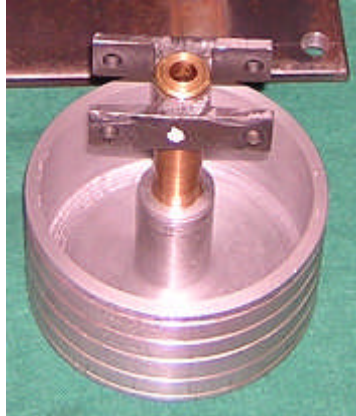


Figura 5.9 Fotografía del pistón.

6. Vástago del desplazador

Se fabricó de una barra de acero trefilado de $\frac{1}{2}'' \phi \times 12''$. Se recomienda rectificar con pasos cortos y lentos ya que por la longitud y el grosor de éste se tiende a flexar ligeramente, lo que ocasiona que se forme una “barriga” en el medio, lo cual no es bueno por que no permite el paso del vástago a través del agujero del pistón. Una vez corroborado que las medidas en diferentes posiciones del eje son las mismas, recién se procede a hacer la rosca.

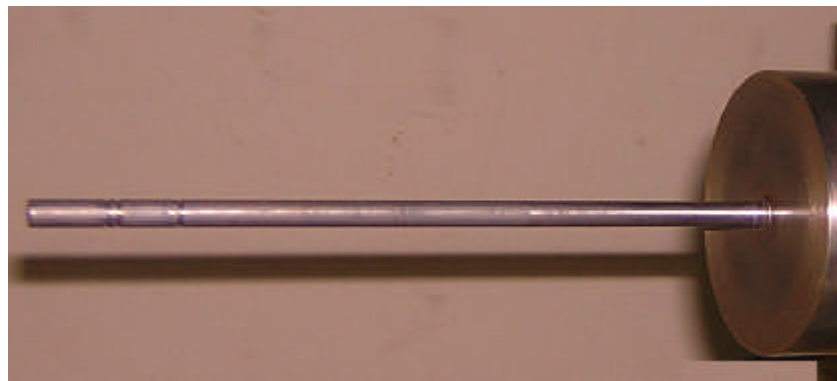


Figura 5.10 Fotografía del vástago del desplazador.

7. Bielas

Se fabricaron de una platina de $\frac{3}{4}'' \times 1\frac{1}{4}'' \times 20''$. Primero, se procede a cortar en partes iguales, luego se suelda por los costados para hacer los agujeros de una sola pasada con

broca de 8 mm. Después, se les da la forma final con una lima o con la fresadora. Para hacer estos agujeros se recomienda utilizar la fresadora.

Una vez hecho esto recién se deben maquinar las bocinas de bronce grafitado para los agujeros de las bielas; también se pueden utilizar rodamientos, pero es relativamente caro y requiere de mucha precisión.

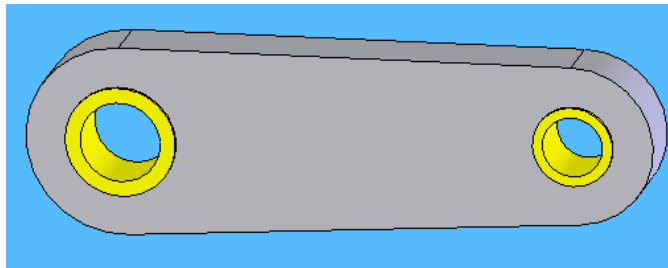


Figura 5.11 Esquema de la biela.

8. Conectores

Se fabricó de una plancha de 19x60x70mm. Se recomienda primero dejar toda la plancha a un rectángulo perfecto y trabajar con coordenadas en la fresa ya que eso nos da una mayor precisión en la distancia entre los agujeros.



Figura 5.12 Fotografía de los conectores.

9. Pines

Se hizo de acero trefilado, y hay que verificar que entren en las bocinas de las bielas una vez que éstas ya estén colocadas en ellas. De igual manera, se debe verificar que no exista juego entre los pines y los conectores ya que esto se manifiesta en golpeteos durante el funcionamiento del motor.

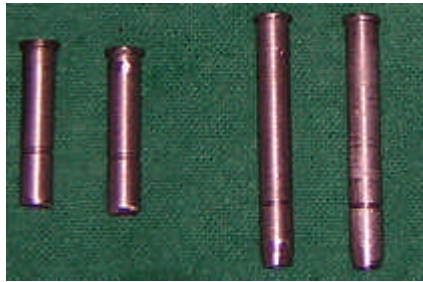


Figura 5.13 Fotografía de los pines de los conectores.

10. Plancha soporte

Se fabricó de una plancha de acero de 320x220x10mm. Primero, se cepillaron los 2 lados planos de la plancha de tal manera que queden paralelos (esto es muy importante, ya que de esto depende la buena alineación de los ejes con el cilindro), una vez corroborado esto se hizo el agujero donde encaja el cilindro y luego se le hizo las ranuras (de 2mm de profundidad) para los soportes de los ejes con sus respectivos agujeros “chinos”.

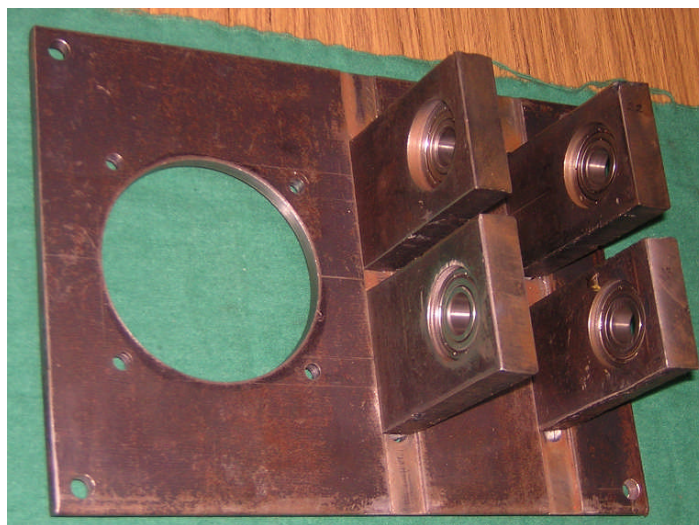


Figura 5.14 Fotografía de la plancha soporte montada con los soportes de los ejes.

11. Soportes de los ejes

Cada uno de ellos se fabricó de una plancha de acero de 4"x5 ¼"x3/4". Primero, se procedió a cepillar ligeramente los soportes para dejarlos en forma rectangular, luego se hicieron los agujeros para instalar los rodamientos (SKF 6303), después se colocaron los rodamientos y se hizo pasar un eje por todos para darles las dimensiones finales.

Debido a que algunos rodamientos entraban justo (sin mucha presión), esto ocasionó que con el giro del motor, poco a poco se movieron de sus posiciones, por eso se colocaron unas arandelas de 1" ϕ , con pernos como tope, y como el agujero fue hecho pasante se colocaron seguros interiores (lo dificultoso fue hacer la ranura para el seguro, por eso se recomienda no hacer el agujero pasante y dejarle un pequeño tope de 1-2 mm como máximo para el rodamiento).

12. Ejes

Se fabricaron de ejes de 1" ϕ de acero trefilado. Se recomienda trabajar entre puntas (en el torno). Se le hicieron unos pequeños rebajes al eje en las zonas donde no están en contacto con los rodamientos para un ingreso más fácil del eje en éstos.

Debido al funcionamiento del motor, se originaba el desplazamiento de los ejes de sus posiciones, lo cual generaba una mayor fricción del pistón con el cilindro, se recomienda colocar seguros de tal manera que se mantengan fijos en una posición.

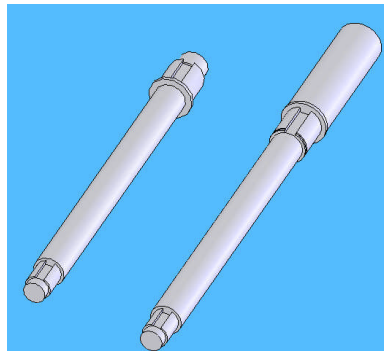


Figura 5.15 Esquema de los ejes.

13. Engranajes

Se fabricaron de baquelita. Se recomienda hacerles bridas, y unirlos a los engranajes con tres pernos, luego las bridas se unen a los ejes mediante un pasador metálico a presión o con chaveta. Se recomienda utilizar engranajes de dientes rectos ya que la construcción es más fácil y económica. Es importante que se trabajen los dos engranajes juntos para tener homogeneidad en su construcción.

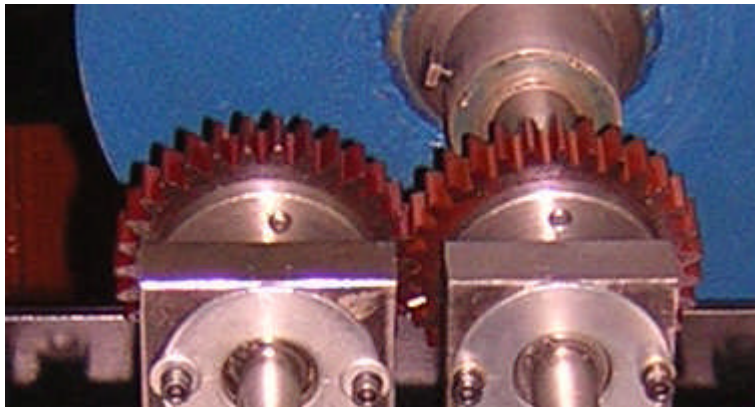


Figura 5.16 Fotografía de los engranajes.

14. Manivelas

Se fabricaron de discos de acero, de $2\ 1/2'' \phi$ x $5/16''$ de espesor. Primero se tornea y deja a la medida toda la parte externa para luego, al final, hacer el agujero que encaja con el eje. Una vez montados los engranajes en los ejes, los ejes en los soportes y éstos en la plancha, recién se puede hacer las marcas para hacer los agujeros donde van a ir los pasadores de las manivelas. No olvidar hacer marcas en los engranajes antes de volver a desarmarlos para no olvidar la posición en que van a ser montados.

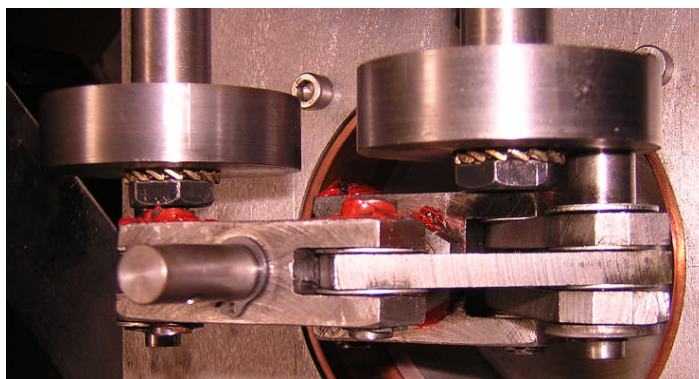


Figura 5.17 Fotografía de las manivelas.

15. La volante

Podemos utilizar el generador eléctrico como volante, sólo hay que ver la manera de acoplarlo al eje. Nosotros usamos éste y una rueda tipo engranaje de 7 kg.

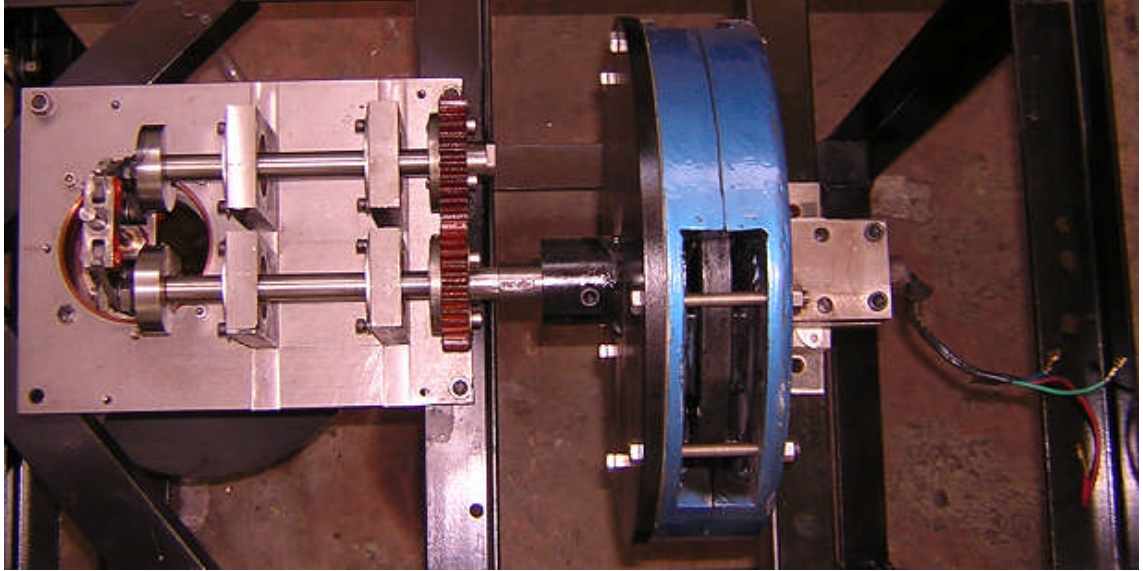


Figura 5.18 Fotografía del motor, usando el generador como volante.

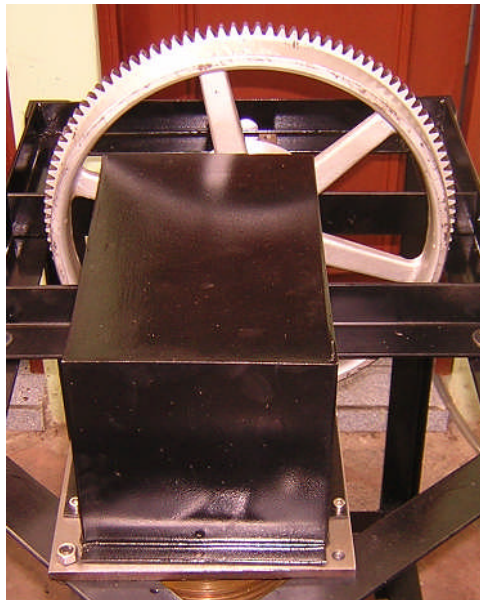


Figura 5.19 Fotografía del motor, usando un engranaje-polea como volante.

16. Quemador

Se fabricó de un tubo de acero inoxidable AISI 304. Tiene cuatro agujeros rectangulares en la cámara para mejorar la combustión, ya que si hubiera sido cerrado se tendría que inyectar aire para mejorar la combustión.



Figura 5.20 Fotografía del quemador con la cámara de combustión.

5.3 Fotos del ensamble del motor Stirling con el mecanismo rómbico

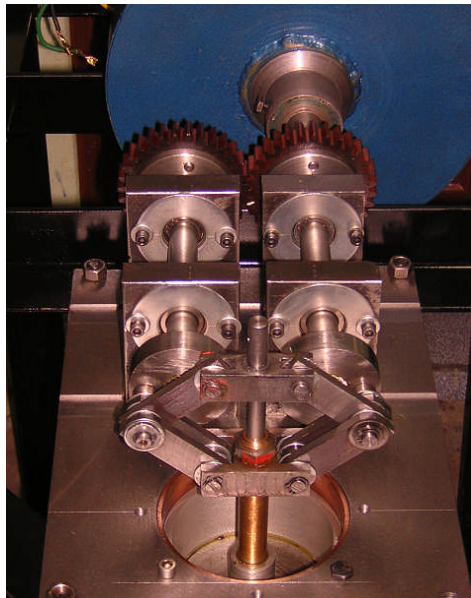


Figura 5.21 Fotografía del mecanismo rómbico del motor.

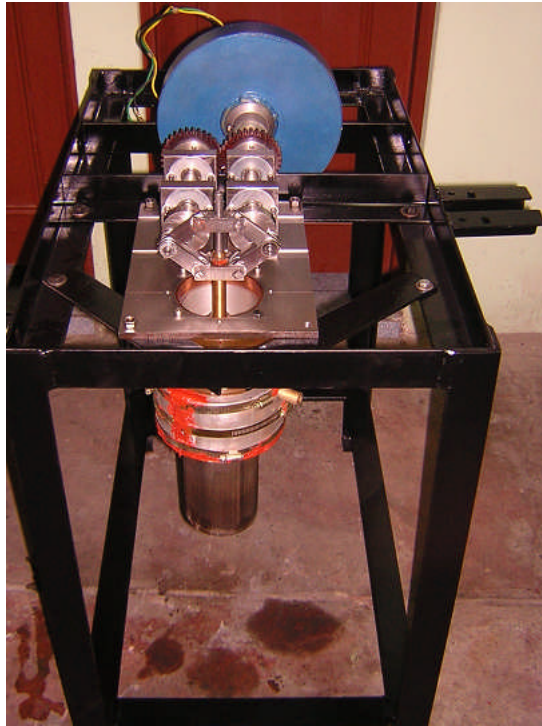


Figura 5.22 Fotografía de todo el motor ensamblado.

5.4 Costos en la fabricación del motor Stirling

Es conocido que los costos de investigación son muy elevados, porque se tienen que probar varias opciones antes de quedarse con un diseño específico que cumpla con los requerimientos del uso.

En esta sección se hablará sólo de los costos de los materiales y de mano de obra invertidos en la construcción del motor Stirling, como si ya se tuvieran los planos definitivos de las diversas partes del motor. Esto se considera así para tener una idea de cuánto costaría sólo la construcción del motor Stirling, sin tomar en cuenta el costo de la investigación previa, que llega a ser varias veces mayor que el costo de fabricación.

5.4.1 Costos de los materiales

Tabla 5.1 Costo de los materiales del motor Stirling.

MATERIALES	COSTO (S/.)	PARTE
1 Disco acero inoxidable 6 3/4"x1/4"	19	Cilindro zona caliente
1 Disco acero inoxidable 4"x2,5mm		
1 Tubo de 4"x7"	32,5	
1 Disco Al 6"x4"	43,5	Cilindro de Al, zona fría
1 Bocina de Cu de 150x95x105mm	416,5	Cilindro de Cu, zona fría
1 Plancha de acero 32x22x10mm	16,5	Plancha soporte
4 Planchas de 4"x2 1/4"x3/4"	15	Soportes de los ejes
1 eje de acero trefilado de 1/2"x1m	10	Vástago y pines
1 Eje de bronce grafitado 5/16"x5"	53	Pistón
1 Disco de Al de 4"x2"		
1 Plancha de acero 4"x3/4"x6cm	8	Conectores
1 Platina de 3/4"x1/4"x1m	5	Bielas
1 Bocina de bronce grafitado 1/2"x4"	24	Bocina de las bielas
2 Bridas de asbesto de 1/8 y 1/16	15	Unión de los cilindros
Seguros seager exteriores	15	Asegurar pines, vástago, ejes
6 Pernos de ac. inoxidable de 1/4"x4"	12	Unión de los 3 cilindros
Otros	50	
COSTO TOTAL	735	

5.4.2 Costo de mano de obra

Tabla 5.2 Costo de la mano de obra del motor Stirling construido.

PIEZA / PARTE	Nº UNIDADES	PRECIO / U (S/.)	P. TOTAL (S/.)
Eje	2	25	50
Manivela	2	10	20
Pistón	1	20	20
Bocina bronce grafitado	1	30	30
Conectores	2	30	60
Bielas	6	4	24
Engranajes	2	75	150
Bridas para engranajes	2	25	50
Vástago	1	20	20
Desplazador	1	80	80
Cilindro de zona fría.	1	200	200
Cilindro zona caliente	1	100	100

Plancha soporte	1	80	80
Soporte	4	12,5	50
Pines de conectores	4	5	20
Manivelas	2	10	20
Otros			100
COSTO TOTAL			1074

Antes de continuar, es necesario decir que los costos mostrados en las dos tablas anteriores se consideraron todo en soles, aunque no todo se haya adquirido en dicha moneda. Para todo el texto donde se hable de costos, dentro de esta tesis, se ha considerado un tipo de cambio promedio del dólar durante los meses de construcción (Agosto – Octubre del 2005) de 3,33 N.S.

Como vemos, en el caso de los materiales, el costo asciende a 735 soles, aproximadamente, pero esto es debido al costo de la bocina de cobre electrolítico que es 416,5 soles. Esta parte de cobre pudo ser reemplazada por otra de aluminio, con lo cual el costo hubiera sido menor.

Para disminuir el costo del cilindro de la zona fría también se puede mandar a fundir de una sola pieza, lo cual bajaría los costos, porque el peso total sería menor que si compráramos discos, ya que, prácticamente, de todo el peso del disco sólo se utiliza una cuarta parte. Con todo esto, el costo de materiales podría reducirse aun más.

Como podemos observar el mayor gasto realizado es en mano de obra, debido a que se realizó la construcción de un solo motor. Este costo sería más reducido si se construye en serie, y, también, simplificando el diseño de la zona fría que es el más costoso. Así, el costo de mano de obra podría reducirse a la mitad o de repente más.

Con todo esto, el costo aproximado de este motor Stirling, tipo beta, con mecanismo rómbico, para las características mencionadas a continuación, sería de aproximadamente 1.000,00 soles (este costo no incluye al generador).

Características del motor:

- Carrera = 4cm
- Diámetro del cilindro = 9,8cm
- Potencia al eje = 33 W
- Potencia de generación eléctrica = 15 W
- Relación de compresión = 2,2
- Peso total del motor sin volante = 20 kg

5.4.3 Precio de los generadores eléctricos

Los precios de los generadores eléctricos varían de acuerdo a la potencia que pueden entregar y al tipo de imanes utilizados en el generador, así como sigue:

- 1) Generador de 100 W. US\$ 320,00 + IGV (con imanes de neodimio)
- 2) Generador de 300 W. US\$ 400,00 + IGV (con imanes de neodimio)
- 3) Generador de 100 W. US\$ 320,00 + IGV (con imanes de ferrita)
- 4) Generador de 400 W. US\$ 500,00 + IGV (con imanes de ferrita)

Según lo mencionado anteriormente, en el apartado 3.4, se puede seleccionar el generador a usar de acuerdo al uso a darle.

CAPITULO VI

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROTOTIPO DE MOTOR STIRLING PARA LA GENERACIÓN ELÉCTRICA UTILIZANDO GLP COMO COMBUSTIBLE

Antes de empezar a explicar este capítulo mencionaremos las características técnicas del motor Stirling con mecanismo rómbico construido:

Motor de 15 W de generación eléctrica:

- Carrera = 4cm
- Diámetro del cilindro = 9,8cm
- Potencia al eje = 33 W
- Potencia de generación eléctrica = 15 W
- Relación de compresión = 2,2
- Peso total del motor sin volante = 20 kg

6.1 Características del Banco de pruebas



Figura 6.1 Fotografía del banco de pruebas del motor Stirling.

Para probar el motor y determinar sus parámetros más importantes se montó en un banco de pruebas con la instrumentación básica, tal como se muestra en la fotografía anterior. La disposición mostrada es la utilizada para determinar la potencia al eje (potencia mecánica).

Para las pruebas de generación eléctrica se utilizó como volante los generadores junto con un pequeño panel de focos, tal como se muestra a continuación.

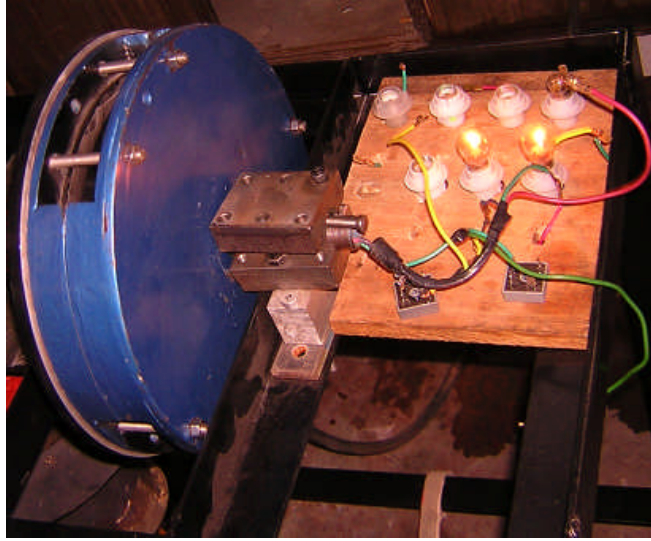


Figura 6.2 Fotografía de la disposición para la prueba de generación eléctrica.

Características del banco de pruebas para la generación de energía eléctrica:

- Dos generadores de imanes, uno de neodimio y otro de ferrita, de 100 W de potencia eléctrica cada uno.
- Focos de 12 voltios de 25, 21 y 8 Watts de potencia
- Dos diodos rectificadores de corriente

El combustible utilizado fue el GLP, mencionaremos sus principales propiedades:

Propiedades	GLP
Densidad relativa (con respecto al aire)	1,765
Densidad en estado líquido, kg/l	0,545
Densidad en estado gaseoso, kg/m ³	2,27
Poder calorífico (líquido), MJ/litro	24,897
Poder calorífico (gas), MJ/m ³	98,800
Poder calorífico (gas), MJ/kg	45,700
Poder calorífico de la mezcla carburante, MJ/m ³	3,480
Cantidad estequiométrica de aire, m ³ /m ³ (m ³ / kg)	27,50(12,73)
Temperatura de autoencendido, °C	490...550
Velocidad de la llama laminar, m /s	0,818
Número de octano	103
Temperatura de combustión de mezcla estequiométrica, °C	2000-2050

6.2 Instrumentación utilizada

- Medidor del volumen de gas (de desplazamiento positivo): Para la medición del volumen de gas combustible (en m³).
Rango: 0,04-6m³/h.
Precisión: 0,1 m³
Marca BK4 KROM SCHRODER, modelo G4
- Cronómetro: Para la medición del tiempo, para determinar el flujo de combustible y para controlar el tiempo de funcionamiento del motor.
Aproximación: 0,1 segundos.
- Dinamómetros: Para la medición de las fuerzas del momento o par del motor.
Rango: 0-5 kg
Aproximación: 0,1 kg
Marca: Camry
- Tacómetro digital: Para la medición de las RPM del motor.
Rango: 0-3000 RPM
Aproximación: 0,5 RPM
Marca: Digital Hand Tachometer – Blue Point MT 139A
- Multitester digital: Para la medición de voltaje y amperaje
Rango: 500mv – 1.000V
Aproximación: 0,01
Marca: Tektronix TX3
- Pinza amperimétrica: Medición de amperaje alterno
Rango: 0 - 600A
Aproximación: 0,1 A
Marca: Sanwa
- Balanza digital
Rango: de 30 kg
Aproximación: 5 g

Marca: Excel

- Termómetro infrarrojo

Rango: -30 a 900°C

Aproximación: 1° C

Marca: Fluke

- Batería de automóvil CAPSA: 12V, 13 placas y 65 A/h

6.3 Metodología experimental

6.3.1 Para la medición de la potencia al eje

- Primero se armó el banco de pruebas.
- Antes de girar la volante, para que el motor empiece a moverse, se calentó éste durante 3min.
- Antes de empezar las mediciones de potencia al eje en el motor, se le puso una carga elevada, de manera que el motor gire apenas, luego de 20s se le quitó la carga durante 15s más, para luego repetir esto dos veces más. De allí, se deja funcionando el motor con una carga de 1,5-2 kg (en el dinamómetro) para que el motor no se embale y no vibre.
- Luego de 15 min de funcionamiento, se empezó la prueba del motor, con una carga alta para la toma de datos, luego se fue disminuyendo ésta gradualmente, de 0,5 en 0,5 kg.
- Para medir la potencia, se mide el torque y la velocidad de rotación del motor. El torque se mide mediante dos dinamómetros unidos con una faja plana (1,5x22mm), la faja se apoya sobre una polea de aluminio, de radio 105mm, y se emplean dos templadores sobre la faja para variar la carga.
- Con cada valor de la carga se deja funcionando el motor durante 3min antes de tomar los datos (esto es porque inicialmente la velocidad es alta, la cual disminuye hasta que se estabiliza después de 2 a 3min).

6.3.2 Para las pruebas de generación eléctrica

a. Con focos (sólo con el generador ferrítico)

- Se hicieron mediciones con la utilización de diodos rectificadores y sin ellos.
- Se utilizaron focos de automóvil, de 12V, de 25, 21 y 8W de potencia. Las conexiones fueron en paralelo y en serie.
- Antes de girar la volante para que el motor empiece a moverse se calentó éste durante 3min.
- Después de 15 min de funcionamiento del motor se empezaron las pruebas.
- Para medir la potencia (eléctrica) se tomaron los datos de voltaje y amperaje con diferentes valores de carga.
- Igual que en el caso anterior, antes de tomar mediciones se tiene que esperar unos 3 min de funcionamiento mientras se estabilice el giro del motor.

b. Con batería (con ambos generadores)

- Se utilizaron los diodos rectificadores en el circuito eléctrico.
- Se verificó que el polo positivo de los diodos coincida con el polo positivo de la batería y el negativo con el negativo, porque si se conecta a revés la batería puede "cruzarse".
- Se realizó toda la conexión eléctrica antes de darle el giro a la volante para que empiece el movimiento, porque si se realiza la conexión a alta velocidad se puede cruzar la batería debido a que en vacío el voltaje que se genera supera los 14 V (en el generador ferrítico puede llegar a 19 V y en el generador de neodimio a 34 V).
- Inicialmente, se midió el voltaje de la batería y se dejó funcionando el motor durante 2 horas con 45 minutos (en ambos casos), y se midió el voltaje final.
- Antes de hacer las pruebas, se mantuvo funcionando el motor durante 15 min en vacío, y luego se detenía el movimiento con un trapo para hacer la conexión y empezar de nuevo con el movimiento.

6.4 Fórmulas utilizadas

- Torque (en Nxm)

$$T = (F_1 - F_2) \times 9,81 \times R_{Polea} \quad (6.1)$$

Donde $R_{polea} = 0,0525$ m

- Eficiencia total del motor (en %)

$$\eta_{total} = \frac{P_{eje}}{P_{cal.gas} (J/kg) \times flujo_{gas} (kg/s)} \times 100 \quad (6.2)$$

Donde $P_{cal.gas} = 46,4 \times 10^6$ J/kg

- Potencia eléctrica (en W)

$$P_{electrica} = V \times I \quad (6.3)$$

- Consumo específico de gas: $\left(\frac{m^3}{kW.h} \right)$

$$Consumo_{gas} = \frac{flujo_{gas} (kg/s)}{Potencia \times Densidad_{glp} \left(\frac{kg}{m^3} \right)} \times 3.600 \times 1.000 \quad (6.4)$$

Donde la Densidad_{glp} = 2,27 kg/m³

- Costo específico: $\left(en \frac{US\$}{kW.h} \right)$

$$Costo = Consumo_{gas} \left(\frac{kg}{kW.h} \right) \times Precio_{gas} \left(\frac{US\$}{kg} \right) \quad (6.5)$$

6.5 Datos obtenidos en las pruebas del motor

6.5.1 Medición de la Potencia al eje

- Flujo de gas: 0,0620 g/s

Tabla 6.1 Datos operativos del motor

F1 (kg-f)	F2 (kg-f)	RPM	T (N .m)	Peje (W)	η_t (%)	m ³ /(kW-h)	\$/ (kW-h)
3,3	1,6	124	0,90	11,7	0,41	8.4	18,7
3	1,4	192	0,85	17,1	0,59	5.8	12,8
2,5	1,1	280	0,72	21,1	0,73	4.7	10,4
2	0,8	360	0,62	23,3	0,81	4.2	9,4
1,5	0,6	415	0,46	20,1	0,70	4.9	10,9
1	0,4	490	0,33	17,2	0,60	5.7	12,7
0,8	0,3	517	0,27	14,8	0,51	6.7	14,8
0,5	0,2	540	0,18	10,2	0,35	9.6	21,5

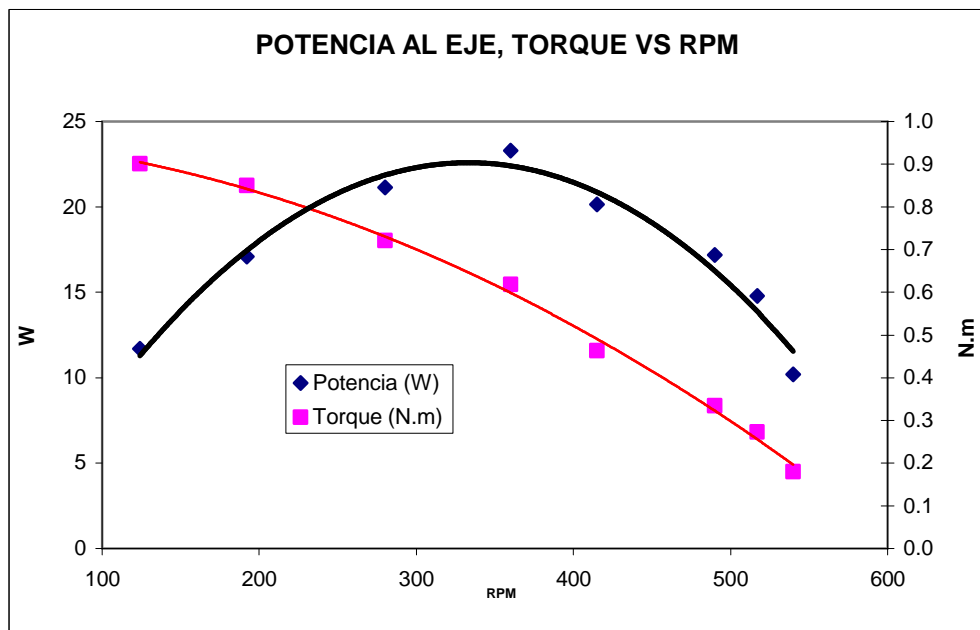


Figura 6.3 Diagrama de potencia al eje y torque del motor en función de las RPM

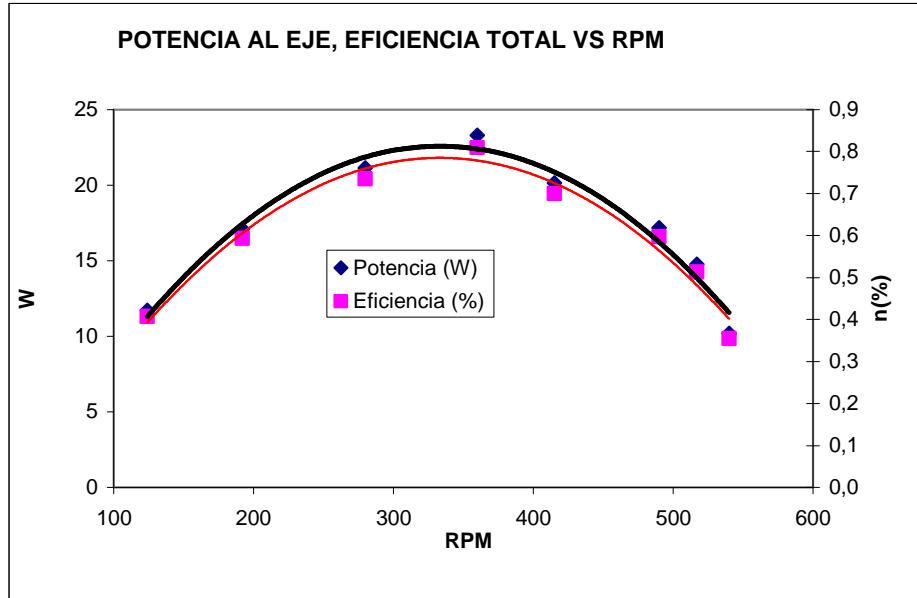


Figura 6.4 Diagrama de potencia al eje y eficiencia total en función de las RPM

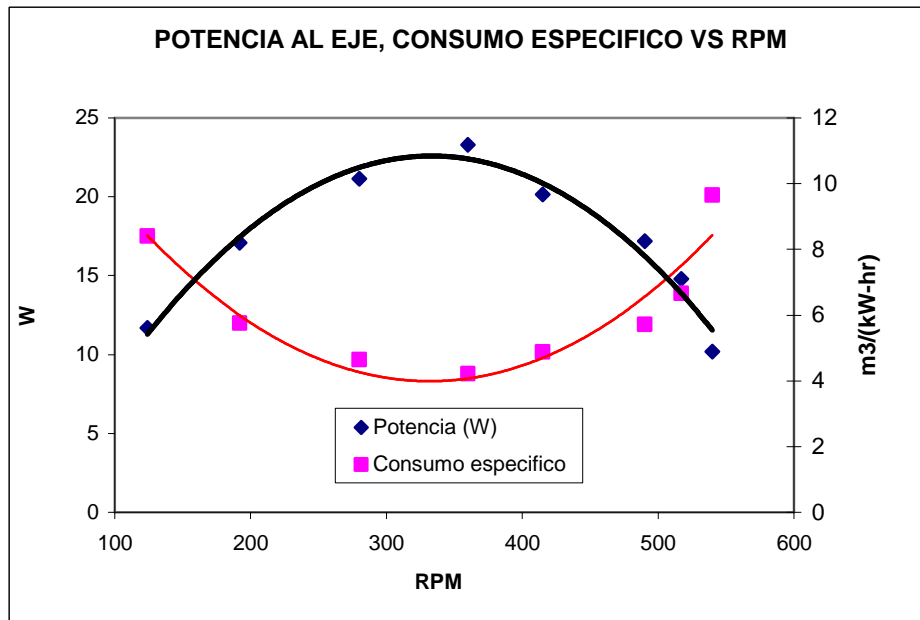


Figura 6.5 Diagrama de potencia al eje y consumo específico en función de las RPM

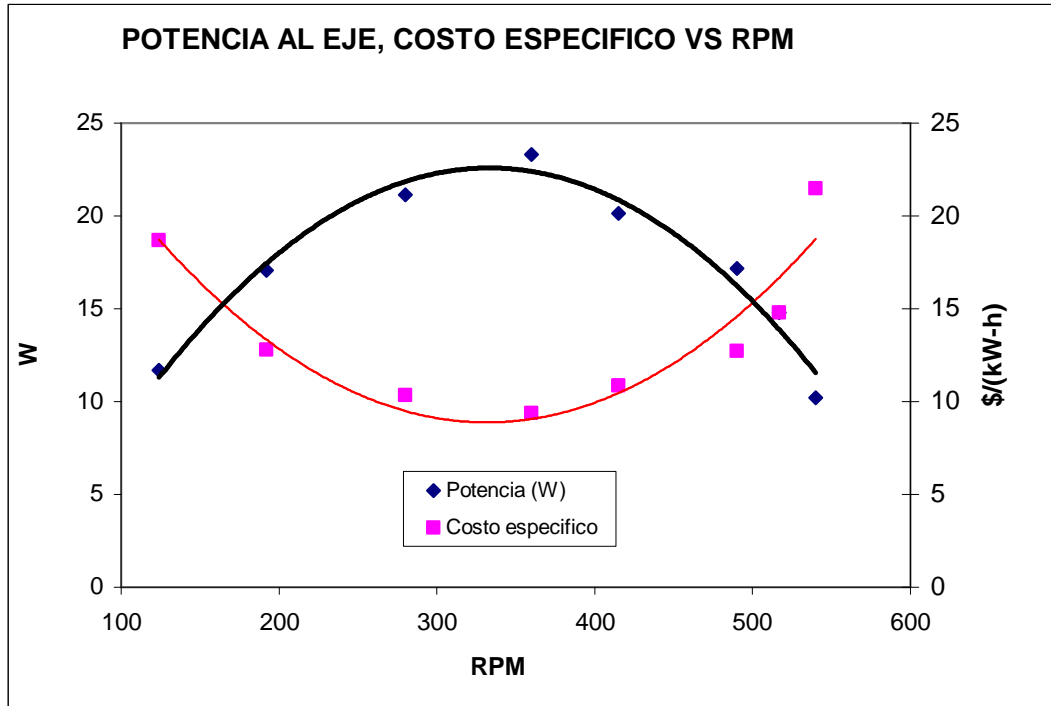


Figura 6.6 Diagrama de potencia al eje y costo específico en función de las RPM

- Flujo de gas: 0,0789 g/s

Tabla 6.2 Datos operativos del motor

F1(kg-f)	F2(kg-f)	RPM	T (N .m)	Peje (W)	η_i (%)	m3/(kW-h)	\$/ (kW-h)
3,8	1,6	70	1,13	8,3	0,23	15.1	33,9
3,5	1,4	190	1,08	21,5	0,59	5.8	13,1
3	1,2	294	0,93	28,5	0,78	4.4	9,9
2,5	1	355	0,77	28,7	0,78	4.4	9,8
2	0,8	425	0,62	27,5	0,75	4.6	10,2
1,5	0,6	494	0,49	25,3	0,69	4.9	11,1
1,1	0,4	530	0,39	21,4	0,59	5.8	13,1

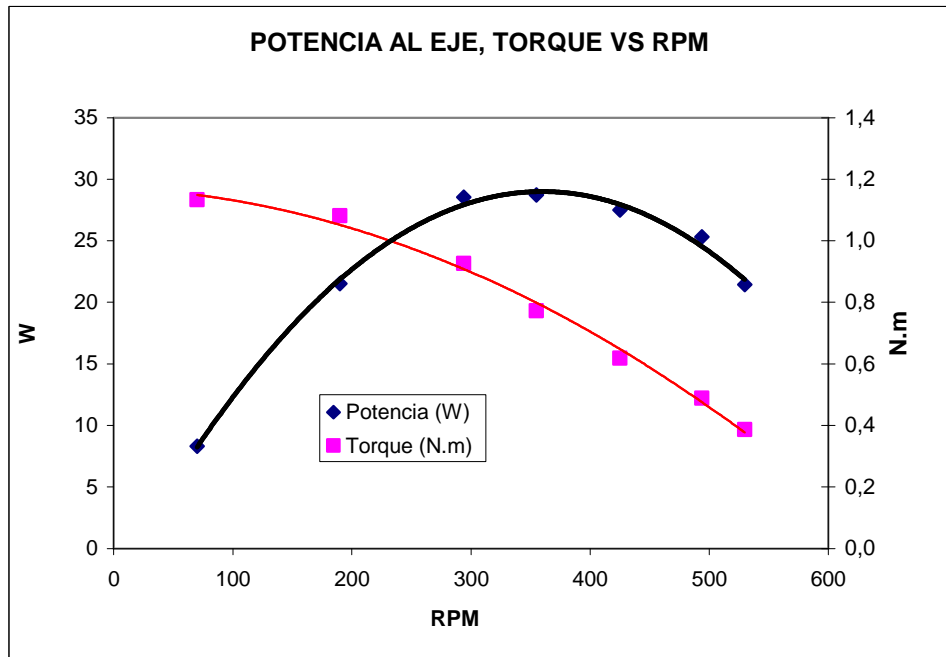


Figura 6.7 Diagrama de potencia al eje y torque del motor en función de las RPM

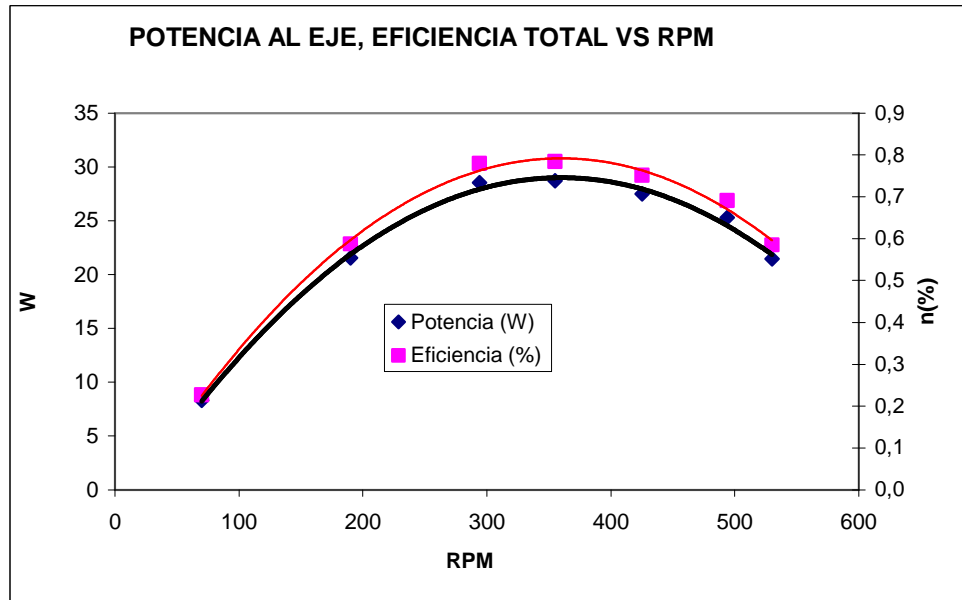


Figura 6.8 Diagrama de potencia al eje y eficiencia total en función de las RPM

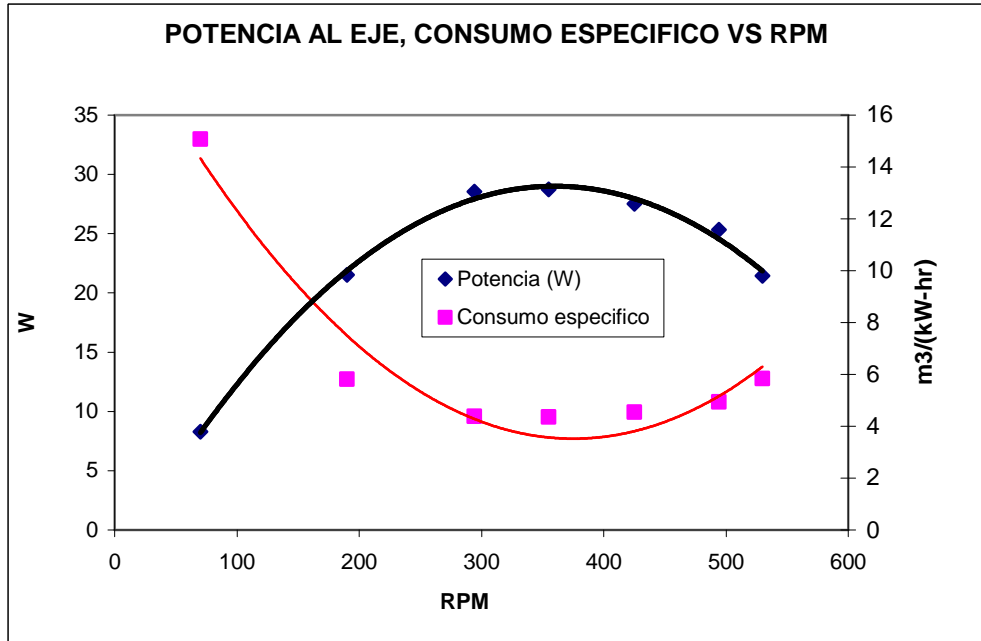


Figura 6.9 Diagrama de potencia al eje y consumo específico en función de las RPM

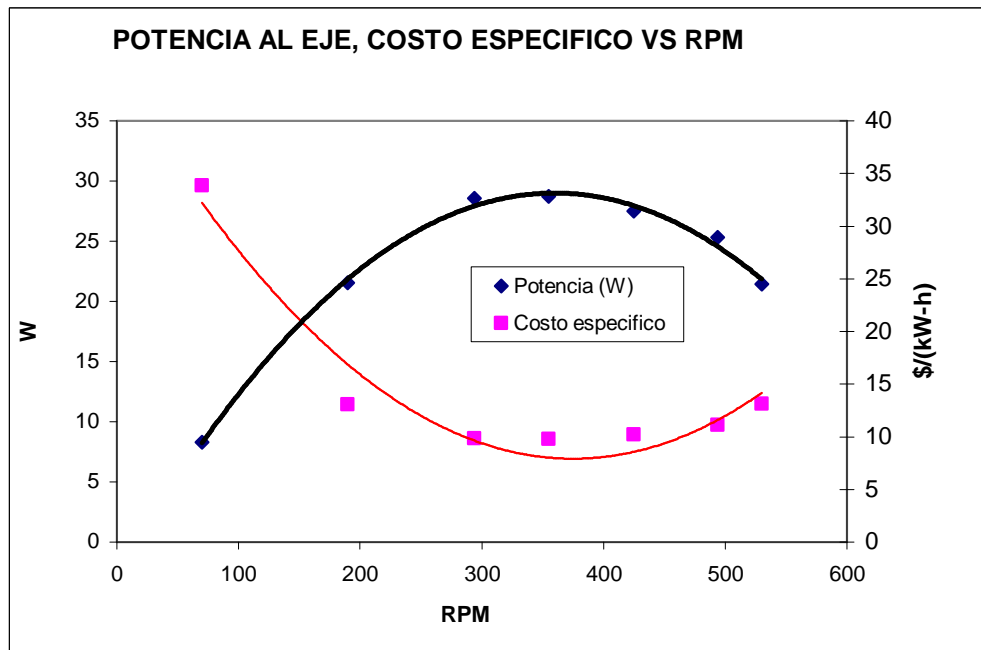


Figura 6.10 Diagrama de potencia al eje y costo específico en función de las RPM

- Flujo de gas: 0,0874 g/s

Tabla 6.3 Datos operativos del motor

F1 (kg-f)	F2 (kg-f)	RPM	T (N .m)	Peje (W)	η_i (%)	m3/(kW-h)	\$/kW-h)
3,5	1,4	210	1,08	23,8	0,59	5.8	13,1
3	1,2	325	0,93	31,6	0,78	4.4	9,9
2,5	1	404	0,77	32,7	0,81	4.2	9,5
2	0,8	483	0,62	31,3	0,77	4.4	10,0
1,7	0,7	506	0,54	28,7	0,71	4.8	10,9
1,5	0,6	520	0,49	26,6	0,66	5.2	11,7
1,2	0,5	561	0,39	22,7	0,56	6.1	13,7

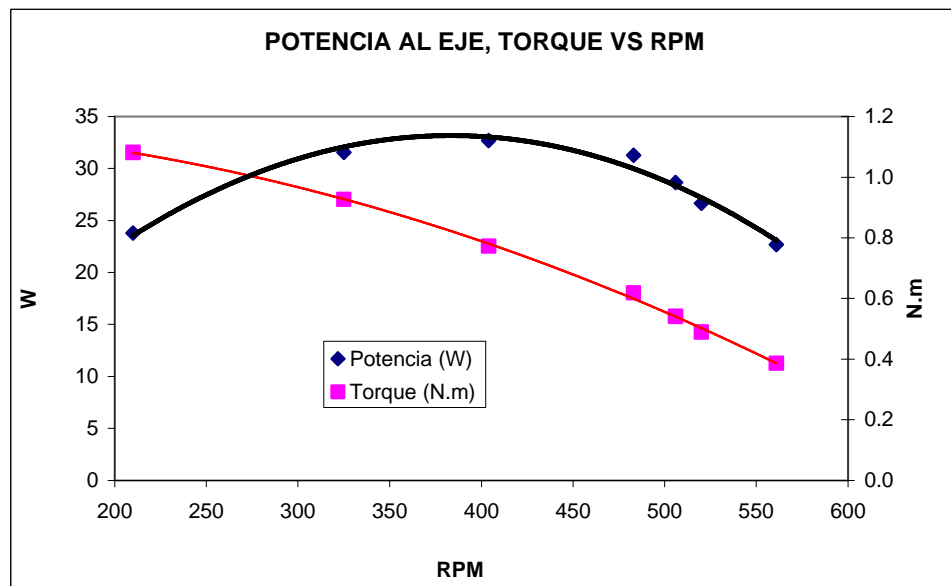


Figura 6.11 Diagrama de potencia al eje y torque del motor en función de las RPM

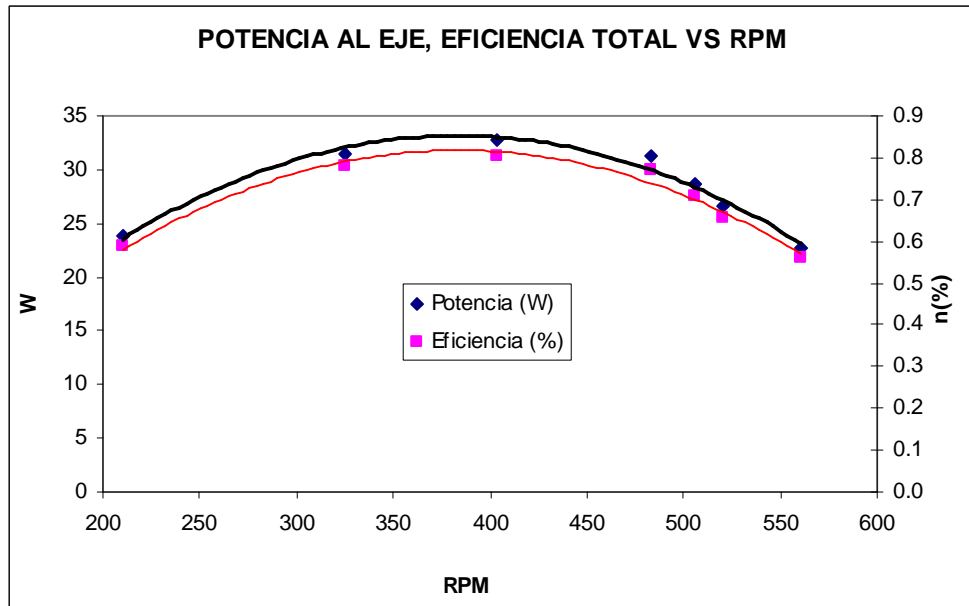


Figura 6.12 Diagrama de potencia al eje y eficiencia total en función de las RPM

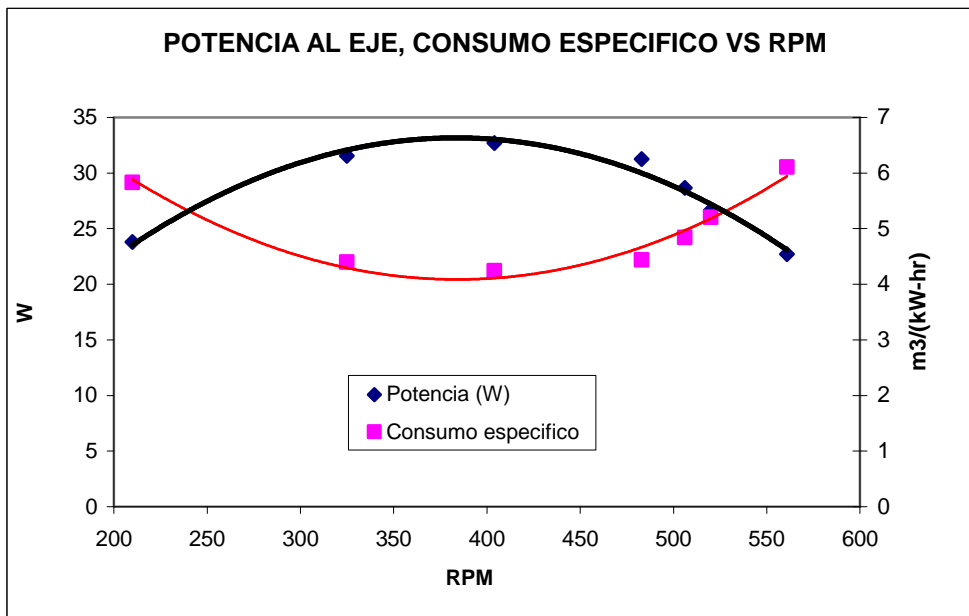


Figura 6.13 Diagrama de potencia al eje y consumo específico en función de las RPM

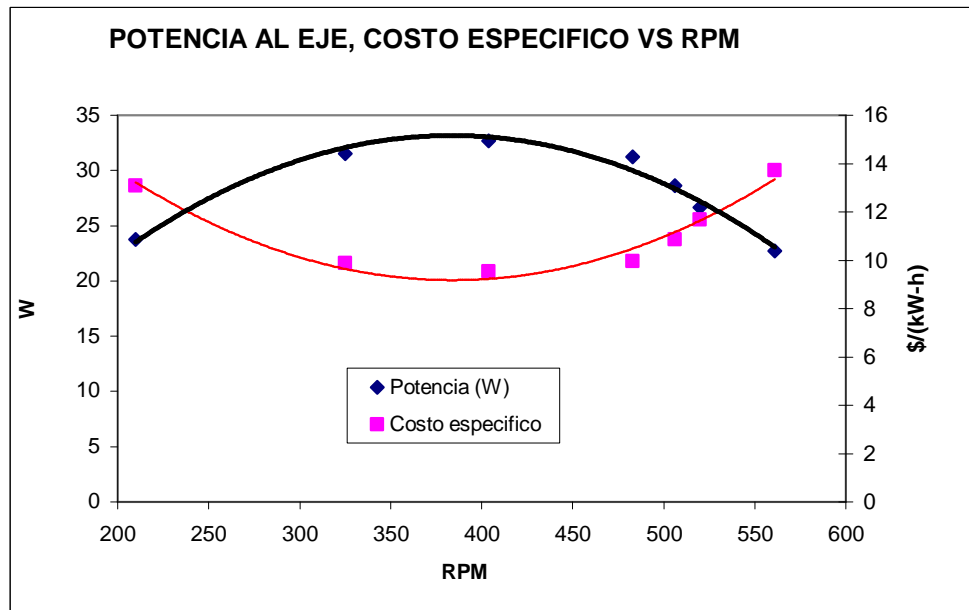


Figura 6.14 Diagrama de potencia al eje y costo específico en función de las RPM

6.5.2 Pruebas de generación de energía eléctrica.

Se emplearon dos tipos de generadores, uno de imanes ferríticos y otro de imanes de neodimio.

El flujo de gas utilizado fue 0,0874 g/s

Pruebas con el generador de imanes ferríticos.

Tabla 6.4 Datos de generación eléctrica del motor con focos de 8 W (corriente alterna)

	RPM	CONEXIÓN	V	A1	A2	A3	Potencia (W)
1 foco	556	normal	11,2	0,2			2,24
2 focos	489	trifásica	10	0,2	0,2	0,5	
2 focos	556	serie	11,4	0,1			1,14
2 focos	513	paralelo	10,1	0,5			5,05
3 focos	470	trifásica	9	0,9			8,1

Tabla 6.5 Datos de generación eléctrica del motor con focos de 8 W (corriente continua)

	RPM	CONEXIÓN	V	A	Potencia (W)
1 foco	504	normal	13,1	0,57	7,467
2 focos	511	serie	13,5	0,39	5,265
2 focos	429	paralelo	11,2	1,05	11,76
3 focos	405	paralelo	9,6	1,43	13,728

Tabla 6.6 Datos de generación eléctrica del motor con focos de 21 W (corriente alterna)

	RPM	CONEXIÓN	V	A1	A2	A3	Potencia (W)
1 foco	477	normal	9,1	0,9			8,19
2 focos	328	trifásica	6,5	0,6	1,4	0,6	
2 focos	495	serie	9,7	0,6			5,82
2 focos	362	paralelo	6,2	1,7			10,54

Tabla 6.7 Datos de generación eléctrica del motor con focos de 21 W (corriente continua)

	RPM	CONEXIÓN	V	A	Potencia (W)
1 foco	395	normal	9,4	1,52	14,288
2 focos	425	serie	10,4	1,12	11,648
2 focos	293	paralelo	6	2,35	14,1

Tabla 6.8 Datos de generación eléctrica del motor con focos de 25 W (corriente alterna)

	RPM	CONEXIÓN	V	A1	A2	A3	Potencia (W)
1 foco	468	normal	9,15	0,9			8,235
2 focos	366	trifásico	6,6	0,7	0,7	1,2	
2 focos	345	paralelo	5,87	1,6			9,392
3 focos	271	trifásico	5,4	1,1	1,2	1,2	

Tabla 6.9 Datos de generación eléctrica del motor con focos de 25 W (corriente continua)

	RPM	CONEXIÓN	V	A	Potencia (W)
1 foco	406	normal	9,78	1,5	14,7
2 focos	285	paralelo	5,7	2,3	13,1

El siguiente cuadro nos muestra la carga utilizada, la potencia eléctrica generada y las RPM del motor (conexión en paralelo utilizando diodos).

Tabla 6.10 Datos de generación eléctrica del motor con diferentes cargas (corriente continua)

Carga	V	A	P (W)	RPM	η_i (%)	m3/(kW-h)	\$(kW-h)
8	13,1	0,57	7,5	504	0,18	18.5	41,5
16	11,2	1,05	11,76	429	0,29	11.8	26,5
21	9,4	1,52	14,3	395	0,35	9.7	21,8
25	9,78	1,5	14,7	406	0,36	9.4	21,2
42	6	2,35	14,1	293	0,35	9.8	22,1
50	5,7	2,3	13,1	285	0,32	10.6	23,8

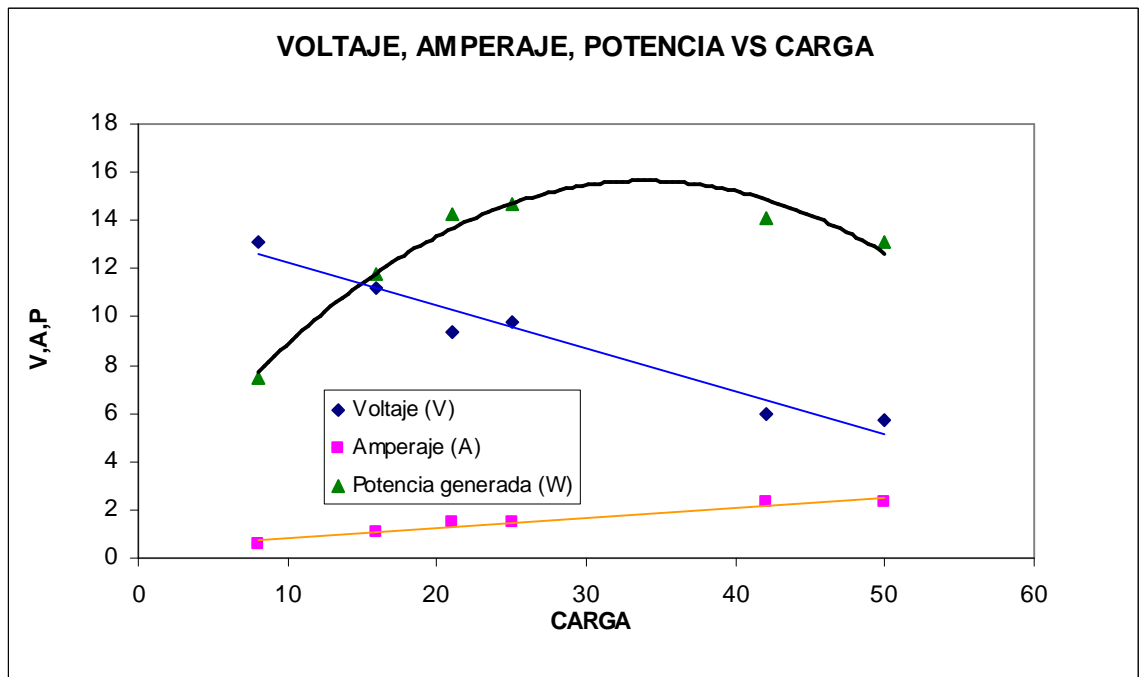


Figura 6.15 Curvas de potencia eléctrica generada, voltaje y amperaje en función de la carga

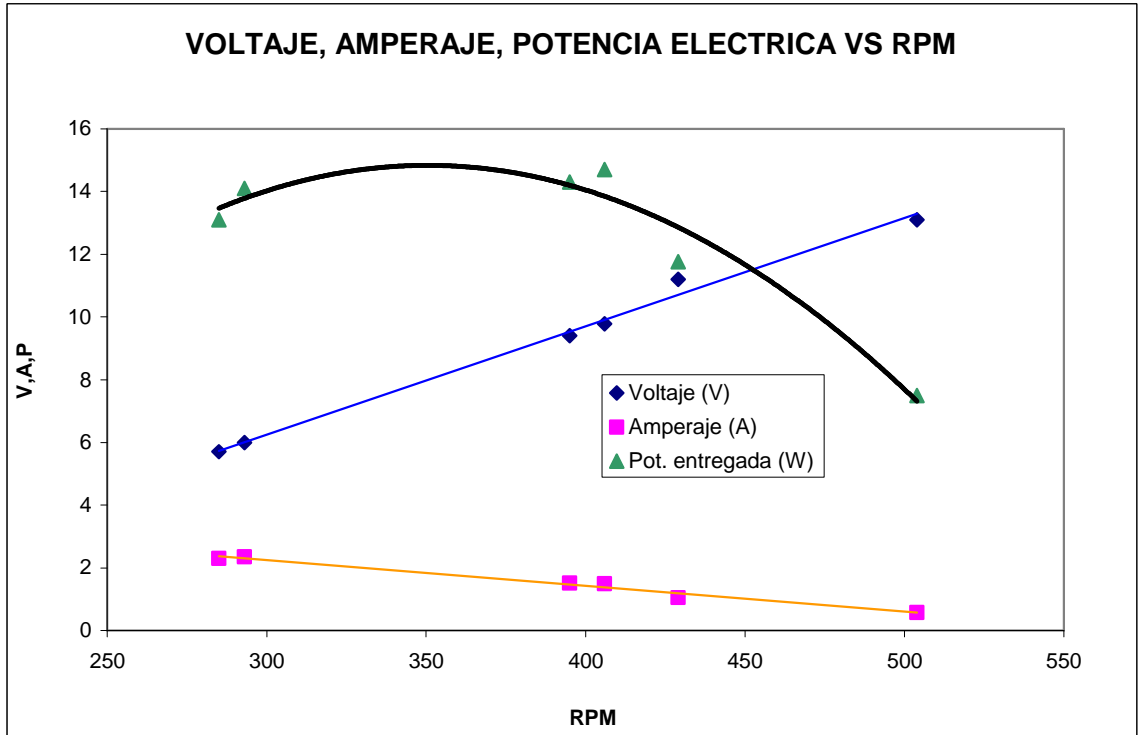


Figura 6.16 Curvas de potencia eléctrica generada, voltaje y amperaje VS RPM

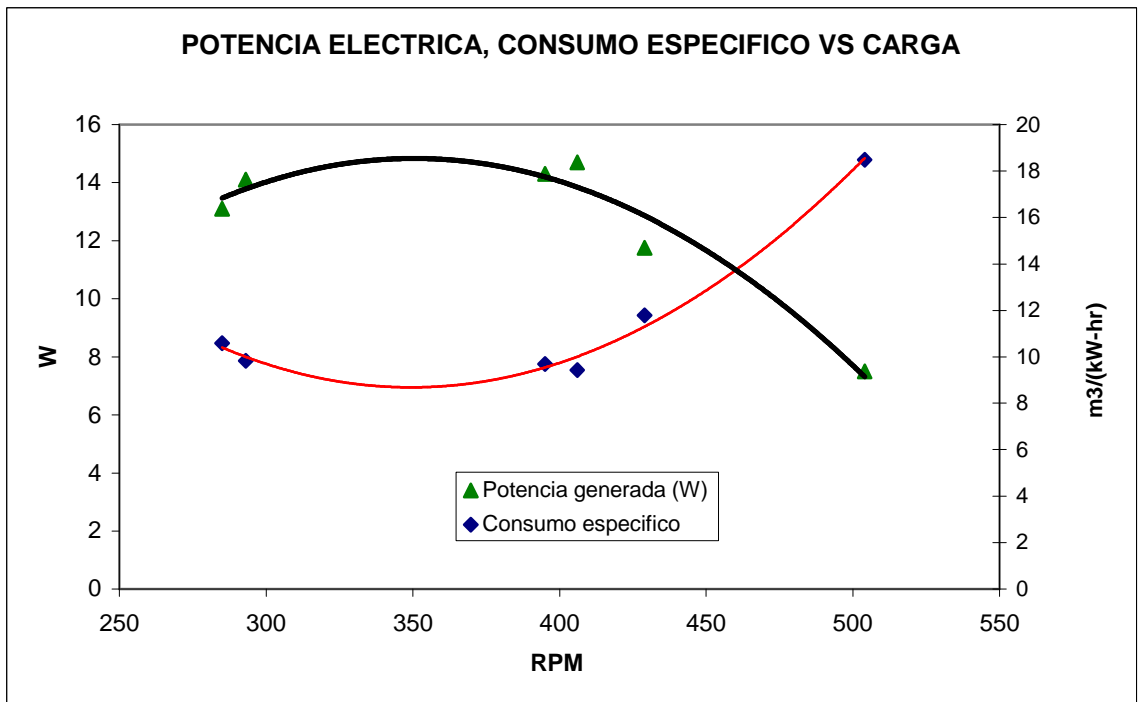


Figura 6.17 Curvas de potencia eléctrica generada y consumo específico VS RPM

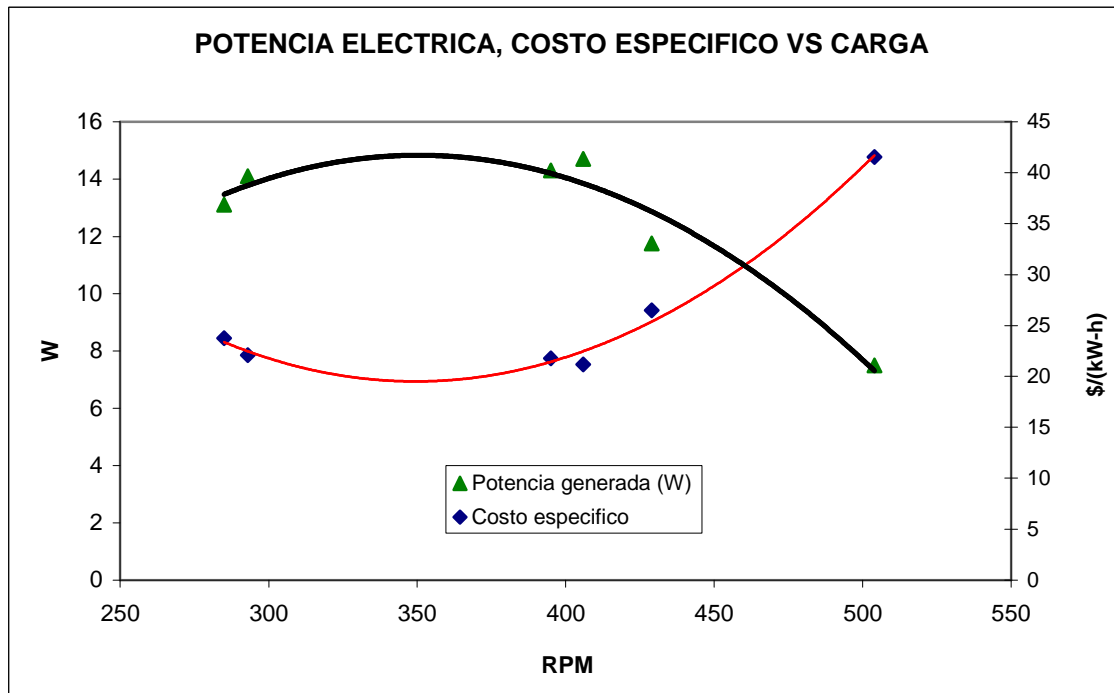


Figura 6.18 Curvas de potencia eléctrica generada y costo específico VS RPM

Para utilizar el generador eléctrico para cargar baterías, tenemos que colocarle los diodos rectificadores y conectarlo a los bornes de la batería. Inicialmente, la batería tenía una carga de 12,5 V, las revoluciones del motor eran aproximadamente 511 RPM, y el amperaje era 0,63 A. Luego de 2 horas con 45 minutos, el voltaje se incrementó a 12,75 V y el amperaje era de 0,6 A, aproximadamente. La potencia que se le entregaba a la batería era de aproximadamente 7.5 W.

Prueba con el generador de imanes de neodimio

Con este generador no se pudieron hacer las pruebas de generación eléctrica, colocando focos como carga, debido a que al conectarle un foco la fuerza de oposición al movimiento era elevado y el movimiento del motor era irregular (foco de 8W), y, en algunos casos, se detenía por completo (focos de 21 ó 25 W).

Con este generador sí se pudo hacer la prueba de cargar la batería porque la oposición no era apreciable. Inicialmente la batería tenía una carga de 12,5 V. Al inicio de la conexión, las RPM eran 211, y el amperaje que entregaba oscilaba entre 0,4-0,83 A. Luego de 2 horas y 45 minutos, el voltaje de la batería fue de 13V y el amperaje entregado era 0,35-0,75 A. La potencia que el generador entregaba a la batería era aproximadamente 11 W.

6.6 Análisis de los resultados

La mayor potencia al eje desarrollada por el motor se encuentra en el rango de 300-400 RPM, que son velocidades relativamente bajas, esto es debido a que en este rango de velocidades se realiza un “mejor” ciclo del motor. También se ve que la curva de generación de energía eléctrica, con focos, tiene la misma tendencia que las de potencia al eje (medida con freno de fricción Prony), cuya potencia máxima generada es aproximadamente la mitad de la máxima potencia al eje del motor y, que también, se encuentra dentro del rango de 300 – 400 RPM con el generador de imanes ferríticos.

Se ve que al aumentar la carga, en la prueba de generación eléctrica, aumenta el amperaje entregado y disminuye el voltaje. Esto se traduce en una disminución de las RPM del motor. También se observó que con un generador con imanes de neodimio se carga la batería en aproximadamente la mitad de tiempo que con un generador ferrítico.

Los resultados obtenidos muestran que la potencia que se le entrega a la batería es aproximadamente las 2/3 partes de la potencia eléctrica que el motor puede generar.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- El mecanismo rómbico de transformación de movimiento es un mecanismo difícil de construir debido a la precisión que se requiere.
- Para el motor construido, los valores de potencia más altos se encuentran en el rango de 300 – 400 RPM.
- Un problema importante de este prototipo es su lubricación, que por su disposición geométrica, el lubricante cae a la zona caliente y se quema, generando consigo humos y que el aceite quemado se encuentre adherido en el interior del cilindro (zona caliente y zona fría de Al) y el exterior del desplazador. Esto hace que la transferencia de calor disminuya en estas zonas.
- El generador de imanes de neodimio es muy sensible a la carga, cuando se utilizan focos, para generar energía eléctrica. No se pudo hacer ninguna prueba con ellos, debido a la baja potencia del motor, por que el movimiento del motor era demasiado irregular y lento, y, en algunos casos, se detenía.
- Si queremos generar energía eléctrica y utilizar focos, lo recomendable es utilizar un generador de imanes ferríticos, debido a que no son tan sensibles a la carga.
- Si queremos cargar una batería se recomienda utilizar el generador de imanes de neodimio por su mayor eficiencia y porque incluso a bajas velocidades genera corriente eléctrica, esto es una ventaja porque las pérdidas mecánicas aumentan con las RPM, y al utilizar bajas revoluciones se disminuirían esas pérdidas

transformándolo en trabajo útil. La batería se carga a un promedio de 205 RPM de velocidad del generador, pero en los ferríticos la batería se carga a 511 RPM.

- La eficiencia térmica del motor también es baja, debido a que no se cuenta con una cámara de combustión propiamente dicha y con un regenerador. El primero evitaría la pérdida de calor por radiación hacia el medio ambiente, y de esa manera, también disminuir el consumo de combustible; y el segundo lograría que el ciclo se realice más rápido, incrementando con ello la potencia del motor y haciendo necesario entregar menos calor al ciclo, con lo cual también se disminuiría el consumo de combustible.
- Ejecutando el programa de cálculo con los siguientes datos: temperatura promedio en la zona caliente igual a 940K, temperatura exterior del cilindro en la zona fría de 320K, carrera de 0,04 m, diámetro de 0,098 m, RPM de 400, $\tau = 0,55$ y Presión media de 1bar, obtenemos una potencia indicada de 56W y, considerando una eficacia del mecanismo $E = 0,8$, una potencia al eje de 36W. La máxima potencia al eje obtenida fue 33W. También se obtiene una temperatura del promedio del aire de la zona caliente de 731K y 389K en la zona fría. Los cálculos teóricos nos muestran resultados cercanos a lo práctico para el prototipo estudiado.
- La contaminación producida por el funcionamiento del motor es mínima, porque al funcionar a combustión externa, ésta se puede controlar fácilmente haciendo que la combustión sea casi completa, disminuyendo las emisiones tóxicas para el medio ambiente.
- El motor Stirling es seguro y tiene un nivel de ruido más bajo que los motores de combustión interna.
- Su construcción es simple en comparación con los motores de combustión interna, por lo que puede ser fabricado en el país.
- El costo de fabricación de este prototipo de motor Stirling es de aproximadamente, 16 US\$/W de potencia al eje. Para la generación de energía eléctrica sólo habría que sumarle el precio del generador.

- El motor Stirling podría utilizarse en zonas rurales, para la generación de energía eléctrica a pequeña escala, y la generación de energía mecánica (para el accionamiento de bombas, ventiladores, etc.), con bajos niveles de ruido, pudiéndose utilizar, en principio, cualquier tipo de combustible.
- Para obtener más potencia con un motor Stirling y reducir su tamaño es necesario la presurización de éste y utilizar otros gases como fluido de trabajo, o, también cambiar el tipo de configuración constructiva de éste para facilitar su construcción. Y por supuesto incluir un material regenerador dentro del motor, esto es debido a la mayor masa de aire que se tiene al presurizar.

Observaciones y recomendaciones

- Antes de hacer girar la volante, para que empiece el movimiento del motor, se recomienda prender el calentador (quemador), por lo menos, durante 2 min.
- Para una mejor medición de la potencia al eje, se recomienda que inicialmente se comience aplicando la mayor carga posible al motor, de tal manera que el motor apenas gire, para luego ir disminuyendo gradualmente la carga.
- Antes de empezar las pruebas con el motor Stirling, se recomienda un tiempo mínimo de funcionamiento de 15 min para su estabilización.
- Se observó que después de quitarle carga al motor, éste empieza a acelerarse hasta cierta velocidad máxima y luego empieza a disminuir gradualmente su velocidad hasta mantenerse estable, esto puede acarrear errores en la toma de datos, por eso se recomienda esperar unos 2-3 min antes de tomar datos.
- Se recomiendan que las holguras por donde se deslizan los partes sea como máximo 0,02 mm. Esto es debido a que si las holguras son mayores se incrementan las fugas y esto disminuye la potencia del motor.
- En las partes móviles, que tienen que trabajar solidariamente y que estén sometidas a torque, se debe utilizar chavetas, porque si utilizamos prisioneros, éstos, debido a

la vibración, se desajustan y pueden ocasionar fallas irremediables en algunas partes.

- Para disminuir el desgaste de las bielas se recomienda utilizar bocinas de bronce grafitado o utilizar rodamientos. Estos últimos requieren de mayor precisión en su fabricación.
- Se observó que la velocidad máxima alcanzada por el motor en vacío, con la volante y el generador de imanes ferríticos, era de aproximadamente 680 RPM, y con el generador de imanes de neodimio era de 430 RPM.
- Se recomienda que el motor tenga una zona de amortiguamiento, cuya presión sea mayor que la presión atmosférica, para mejorar así la eficiencia mecánica. Lo ideal sería que la presión de amortiguamiento sea igual a la presión media del ciclo.
- Se recomienda que el desplazador y el pistón sean lo más livianos posible, sin que esto afecte la resistencia de sus partes.
- El sentido de giro del motor depende de donde estén situados la zona caliente y la zona fría de éste.
- Si en vez de entregarle energía térmica al motor, se le entrega energía mecánica, puede funcionar como refrigerador o bomba de calor dependiendo del sentido de giro de este.
- Se tiene que tener en cuenta que cuando el acero inoxidable trabaja a altas temperaturas, ocurre la corrosión intergranular, lo que limita su tiempo de vida, por eso sería ideal trabajar con aceros estabilizados o aceros para calderas.

BIBLIOGRAFIA

- [1] James R. Senft "Theoretical Limits on the performance of Stirling Engines". International Journal of Energy Research, Int. J. Energy Res., 22,991-1000 (1998).
- [2] Jovaj, "Motores de Automovil", Editorial Mir Moscú (1982).
- [3] Fabio Zegarra Choque, Tesis para optar el grado de Ingeniero Mecánico "Estudio, Diseño y Construcción de un Motor Stirling Experimental Tipo Beta", FIM, UNI, Lima, Perú (2005).
- [4] James R. Senft, "An Introduction to Stirling Engine", Morilla Press, third printing (1997).
- [5] F. Alva Dávila, "Diseño de Elementos de Maquinas I", FIM, UNI, Lima, Perú (1995)
- [6] F. Alva Dávila, "Diseño de Elementos de Maquinas II", FIM, UNI, Lima, Perú (2002)
- [7] James G. Rizzo, "The Stirling Engine Manual", printing in Great Britain by Carden Miniatura Steam Services (1995).
- [8] J. R. Senft, "Small stationary Stirling engine design", University of Wisconsin, USA, C19/82
- [9] James R. Senft, "Ringbom Stirling Engine", Oxford University Press.
- [10] James R. Senft, "Optimum Stirling engine geometry", International Journal of Energy Research, Int. J. Energy Res., 22, 991-1000 (1998).
- [11] J. R. Senft, "Mechanical efficiency Considerations in the Design of an Ultra Low Temperature Differential Stirling Engine", University of Wisconsin, Sae Technical Paper series 929024.
- [12] James R. Senft, "Extended mechanical efficiency theorems for engines and heat pumps", International Journal of Energy Research, Int. J. Energy Res., 24, 679 -1000 (2000).
- [13] J. R. Senft, "Mechanical Efficiency of Kinematic Heat Engines", Journal of the Franklin Institute, Pergamon Journal Ltd, Vol. 324, No. 2,pp, 273-290, printed in Great Britain (1987).
- [14] William Beale, "Understanding Stirling Engines", VITA Technical Paper
- [15] Gunnar Lundholm, "The experimental V4X Stirling Engine – A Pioneering Development", Department of Heat & Power Engineering of Lund University, Sweden.

- [16] Frank Incropera, "Fundamentos de transferencia de calor", 4^{ta} edic., 1996
- [17] Abelardo Ludeña Luque, "Motores Stirling"
- [18] John Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", 1^{ra} edic., 1988
- [19] www.Stirlingengine.com
- [20] www.airsport-corp.com/fourpartstirling.html
- [21] www.robotiker.com.cl
- [22] www.nmri.go.jp/env/khirata/
- [23] www.bekkoame.ne.jp/~khirata/english/others.htm
- [24] www.stirlingenergy.com/solar_projects.htm
- [25] www.energylan.sandia.gov/sunlab/feature.htm
- [26] www.kockums.se/Submarines/aipstirling.html
- [27] www.janis.com/p-stirling.html
- [28] www.geocities.com/~rrice2/my_engines/ttr/ttrcalc.html
- [29] www.Stirlingenergy.com
- [30] www.nasatech.com/Briefs/Jan99/LEW16581.html
- [31] www.tdx.cesca.es/TDX-0512103-122109/, "Caracterización Termodinámica de los Aceros Inoxidables"
- [32] Alan Altman, "Stirling Engine Heat Transfer – A Snappy Primer"
- [33] Walker Graham, "Stirling Engines"
- [34] Koichi Hirata, "Development of a Small 50W Class Stirling Engine"
- [35] Koichi Hirata, Shoichi Iwamoto, Fujio Toda and Kazuhiro Hamaguchi, "Performance evaluation for a 100W Stirling Engine".
- [36] Can Cinar, Segar Yucesu, Tolga Topgul and Melih Okur, "Beta-type Stirling Engine Operating at Atmospheric Pressure", Mechanical Education Department, Faculty of Technical Education, Gazi University. Besevler, Ankara 06500, Turkey, 2004.
- [37] Marcos Sebastiao P. Gomez, Pressure and Temperature Variations on a Stirling Engine", PUC/RJ – Rio de Janeiro.

ANEXO A

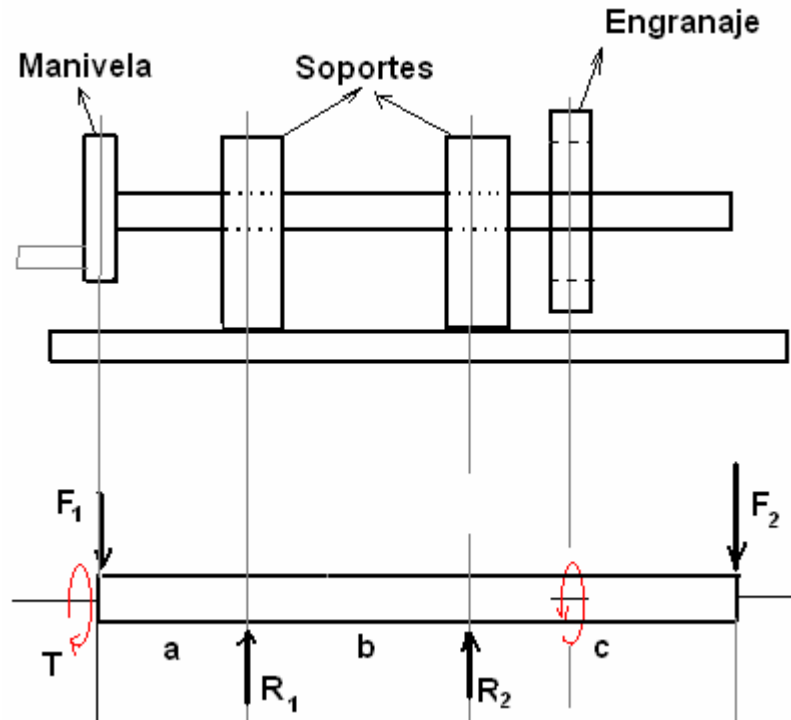
CÁLCULO DE ALGUNAS PARTES DEL MOTORa. Cálculo de los ejes para el mecanismo rómbico del motor Stirling

Figura A.1 Esquema general del cálculo de los ejes del mecanismo rómbico

Nomenclatura utilizada:

- F_1 = Fuerza que actúa en el extremo de la manivela
- F_2 = Peso de la volante
- T = Torque desarrollado por el motor
- R_1 = Reacción en el soporte más cercano de la manivela
- R_2 = Reacción en el soporte más cercano a la volante.
- a = Distancia entre el centro de acción de la manivela y del soporte más cercano a ella.
- b = Distancia entre centros de los soportes
- c = Distancia entre el centro de acción del peso de la volante y el soporte más cercano a ella
- N = RPM

- P_{mot} = Potencia motriz del motor (en la manivela)
- P = Potencia de salida del motor (en la volante)

Cálculo de las reacciones en los soportes:

$$F_1 \times a + R_2 \times b = F_2 \times (b + c)$$

$$R_2 = \frac{F_2 \times (b + c) - F_1 \times a}{b}$$

$$R_1 = F_1 + F_2 - R_2$$

Cálculo de la potencia motriz:

$$P_{mot} = \frac{P}{n_r^2 \times n_e}$$

Donde n_r es la eficiencia de los rodamientos y n_e es la eficiencia del engranaje.

Asumiremos 0,99 y 0,98, respectivamente.

Cálculo del torque:

$$T = \frac{716.200 \times P_{mot}}{N}$$

Donde N es el número de revoluciones por minuto del eje.

Gráfico de momentos y de torque sobre el eje:

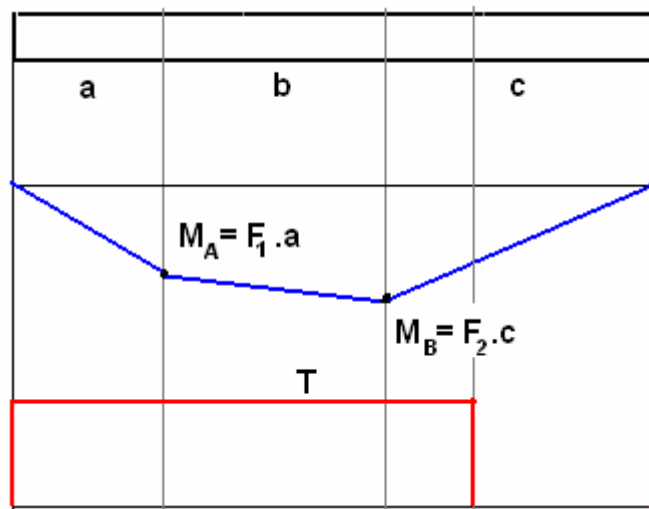


Figura A.2 Diagramas de momento flector y de torque en el eje

Fórmula para el cálculo del eje:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot S_{sd}} \times \sqrt{(2 \cdot M)^2 + (1.5T)^2}$$

$$M = \max(M_A ; M_B)$$

Donde:

d = Diámetro del eje

M = Momento máximo sobre el eje

T = Torque generado por el motor

S_{sd} = Esfuerzo admisible del material multiplicado por un factor, por tener un canal chavetero.

Chequeo por deflexión del eje:

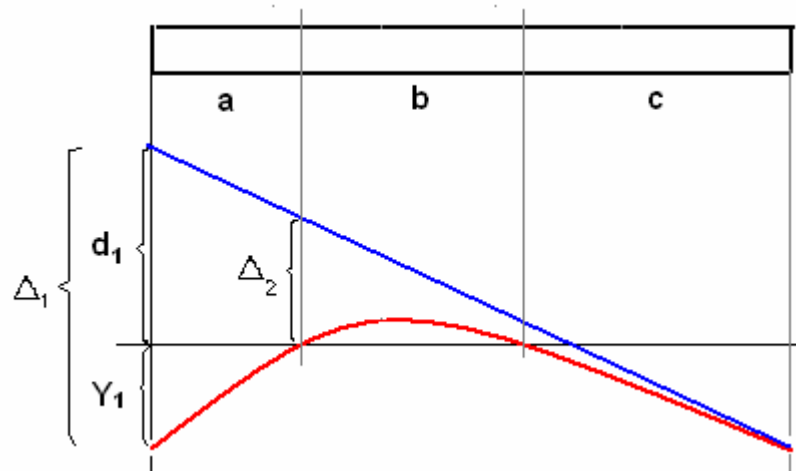


Figura A.3 Diagrama de las deformadas del eje conducido.

Donde:

Y_1 = Deflexión del eje a la altura de la manivela

E = Modulo de elasticidad del material del eje

I = Momento de inercia de la sección del eje

$$E \cdot I \cdot \Delta_1 = \frac{M_A \cdot a}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot a}{3} \right) + M_A \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2} \right) + \frac{(M_B - M_A) \cdot b}{2} \cdot \left(a + \frac{2 \cdot b}{3} \right)$$

$$E \cdot I \cdot \Delta_2 = M_B \cdot b \cdot \frac{b}{2} + \frac{(M_B - M_A) \cdot b}{2} \cdot \frac{2 \cdot b}{3}$$

$$\delta_1 = \frac{\Delta_2}{b} \cdot (a + b)$$

$$Y_1 = \Delta_1 - \delta_1$$

$$Y_2 = \frac{M_B \cdot c}{2} \cdot \frac{2 \cdot c}{3}$$

$$Y_{\max}(Y_1; Y_2) \leq 0,025$$

b. Cálculo de los espesores de los cilindros

Un recipiente cilíndrico principalmente está sometido a los siguientes esfuerzos:

$$\sigma_L = \frac{P \cdot R_i}{2 \cdot t}$$

$$\sigma_T = \frac{P \cdot R_i}{t}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_L^2 + \sigma_T^2}$$

Resolviendo tenemos:

$$t_{\min} = \frac{\sqrt{5} \cdot P \cdot R_i}{2 \cdot \sigma_{adm}}$$

Donde:

P = Presión dentro del recipiente

R_i = Radio interno del cilindro

σ_{adm} = Esfuerzo admisible del material

Cálculo del espesor del cilindro en la zona caliente

Se sabe que conforme aumenta la temperatura de un material disminuye su resistencia mecánica, es por eso que para el cálculo utilizaremos la resistencia de este material a la mayor temperatura de operación.

Para calcular el espesor mínimo del cilindro utilizaremos como σ_{adm} el esfuerzo de fluencia del material a la temperatura más alta de trabajo de éste. La distribución de temperaturas en el cilindro fue medida con un termómetro infrarrojo; la máxima que se obtuvo fue 730 °C.

El material utilizado fue el AISI 304. Su resistencia, en función de la temperatura, es como se muestra:

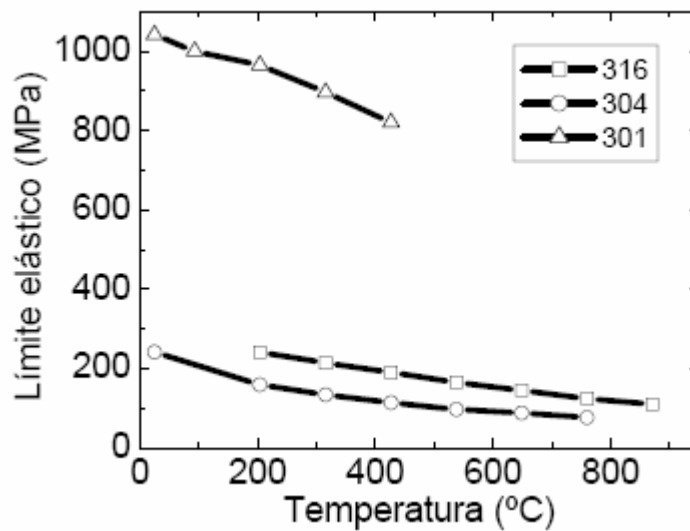


Figura B.4 Variación del esfuerzo de fluencia de los aceros inoxidables con la temperatura [31]

Por lo tanto, optaremos por un $\sigma_{adm} = 75$ MPa. De igual forma, el valor de presión que elegiremos para el cálculo será el valor de la presión máxima instantánea durante el ciclo de trabajo del motor, este valor de presión la obtendremos de los cálculos termodinámicos del motor. Según los cálculos termodinámicos, para las condiciones de trabajo del motor, la presión varía según la gráfica siguiente:

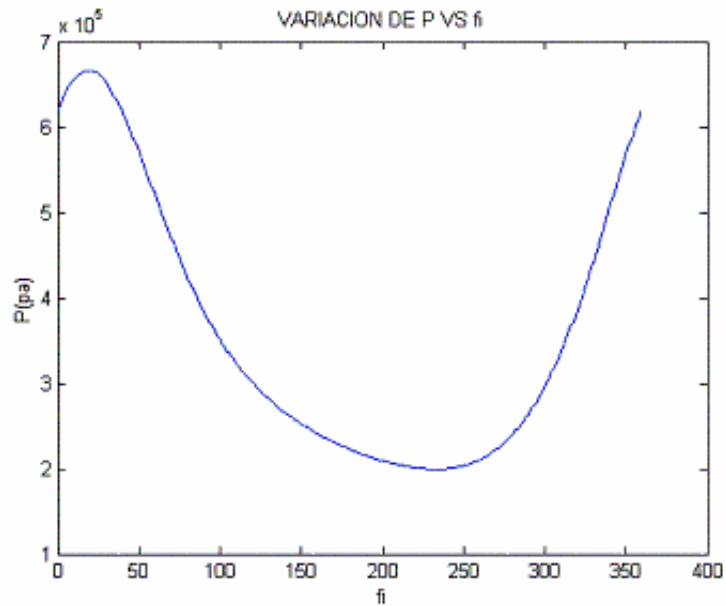


Figura B.5 Distribución de la presión total en el motor con respecto al ángulo de la manivela a $P_{med} = 3.35$ bar

Del gráfico observamos que la presión máxima es aproximadamente 7 bar.

Entonces, tenemos que $R_i = 49$ mm, $P = 7$ bar y $\sigma_{adm} = 75$ MPa (AISI 304).

Por lo tanto, se tiene:

$$t_{min} = 0,511\text{ mm}$$

Cálculo del espesor del cilindro en la zona fría

En esta zona, la temperatura de trabajo es 30°C mayor que la del ambiente, por lo que la disminución de la resistencia será mínima y podemos utilizar la resistencia mecánica a temperatura ambiente. La presión de diseño será la misma que en la zona caliente, y el radio interno será el mismo.

$R_i = 49$ mm, $P = 7$ bar y $\sigma_{adm} = 90$ MPa (Aluminio). Entonces, se tiene:

$$t_{min} = 0,426\text{ mm}$$

Cálculo del espesor del desplazador

Para calcular el espesor del desplazador vamos a suponer que la temperatura promedio del aire dentro del desplazador 600 °C, y la temperatura del desplazador de 700 °C.

Para el cálculo de la presión promedio dentro del desplazador durante el funcionamiento utilizaremos la ecuación de estado de los gases ideales. Resolviendo, quedaría de la siguiente manera:

$$P_{gas} = \frac{P_{amb} \cdot T_{gas}}{T_{amb}}$$

Donde:

P_{amb} = Presión inicial (ambiente)

T_{amb} = Temperatura inicial (ambiente)

T_{gas} = Temperatura promedio final del gas (durante el funcionamiento)

Resolviendo, tenemos que $P_{gas} = 3,35$ bar, entonces tenemos:

$R_i = 46$ mm, $P = 3,35$ bar y $\sigma_{adm} = 80$ MPa (AISI 304).

Resolviendo tenemos:

$$t_{min} = 0,215 \text{ mm}$$

El espesor del desplazador del prototipo es de 1,2mm, no se pudo hacer mas delgado porque debido a su longitud el maquinado lo podía malograr.

ANEXO B

TEMPERATURAS REALES EN LAS DIVERSAS PARTES DEL MOTOR STIRLING

La siguiente distribución de temperaturas se realizó usando un termómetro infrarrojo, marca Fluke, que tiene un rango entre 0 – 900 °C. La medición se realizó durante el funcionamiento del motor, después de 30 minutos de haber empezado el movimiento, esto para que las partes que no están sometidas directamente a calor, como, por ejemplo, el mecanismo, plancha soporte, soporte, volante, alcancen cierta temperatura de equilibrio. Todas las mediciones son en la parte externa de las diferentes partes del motor.

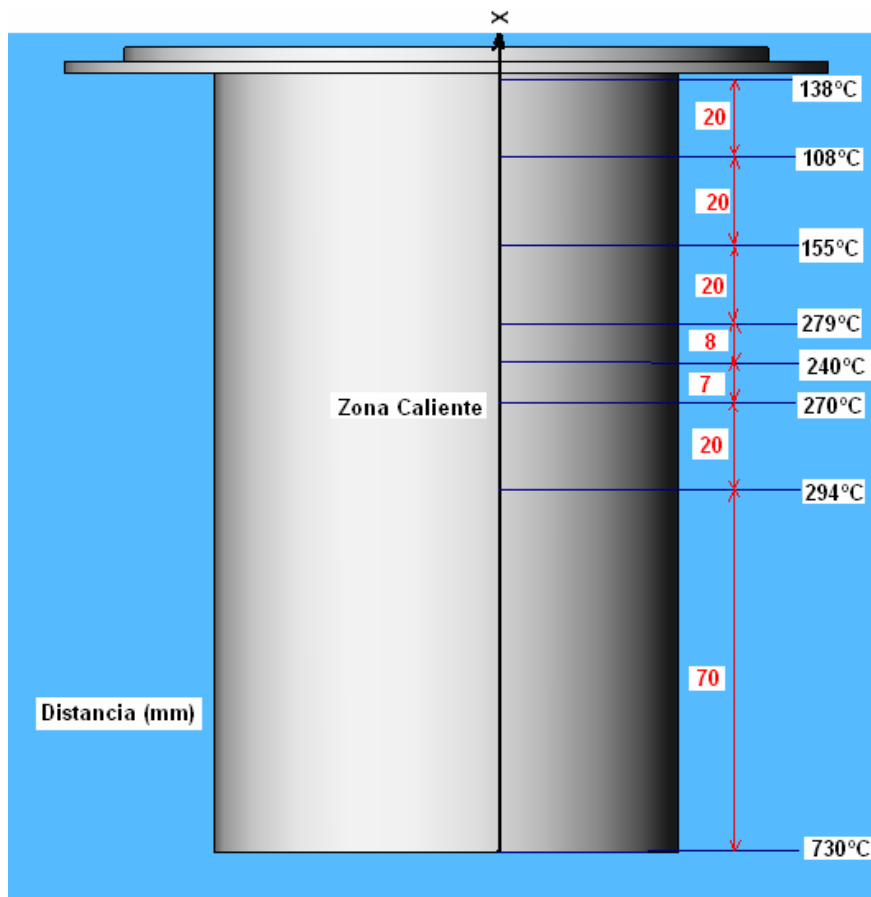
a. Zona caliente

Figura B.1 Distribución de temperaturas en la zona caliente del motor

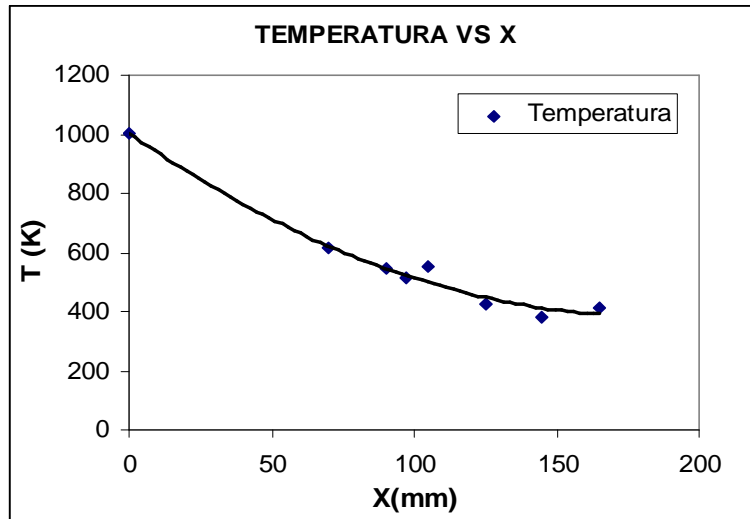


Figura B.2 Gráfico de la tendencia de temperaturas a lo largo de la zona caliente del motor.

b. Quemador y cámara de combustión

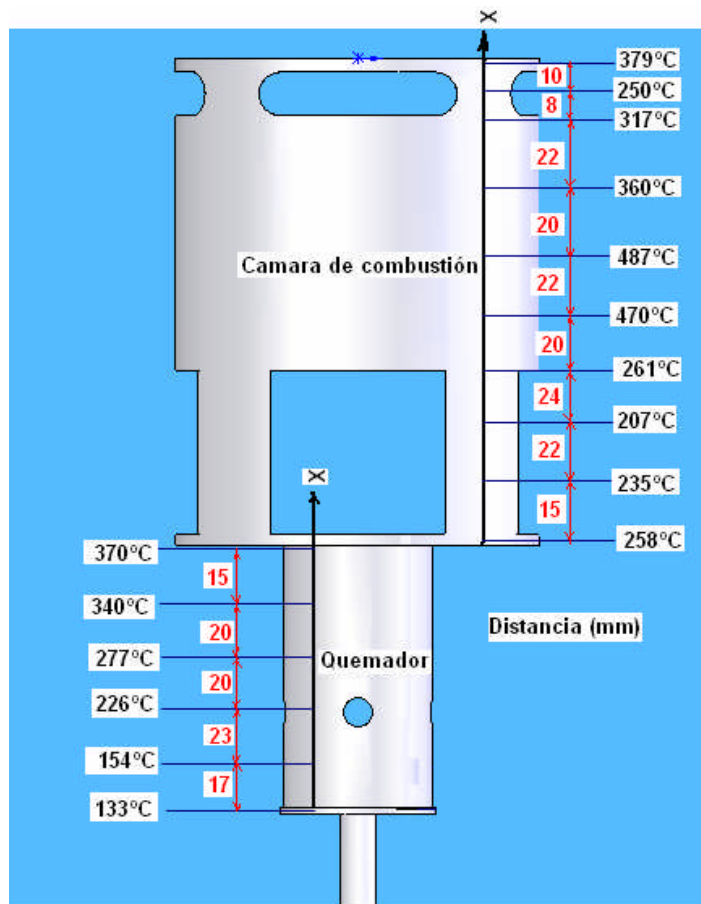


Figura B.3 Distribución de temperaturas en el quemador y cámara de combustión.

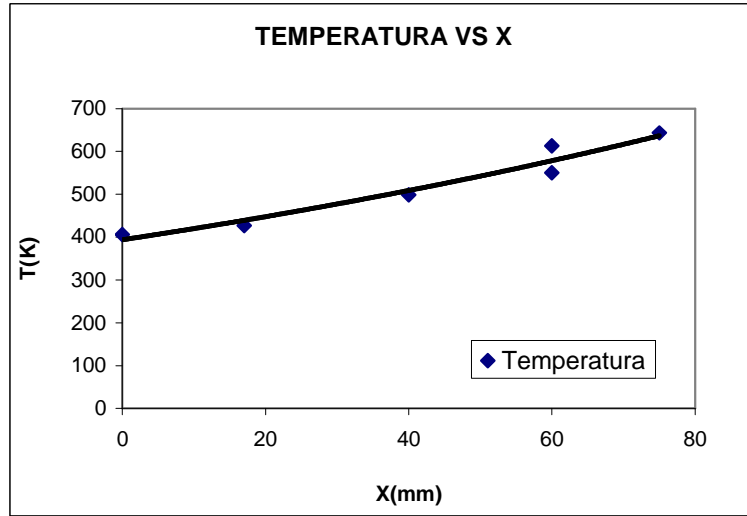


Figura B.4 Curva de tendencia de temperaturas en el quemador.

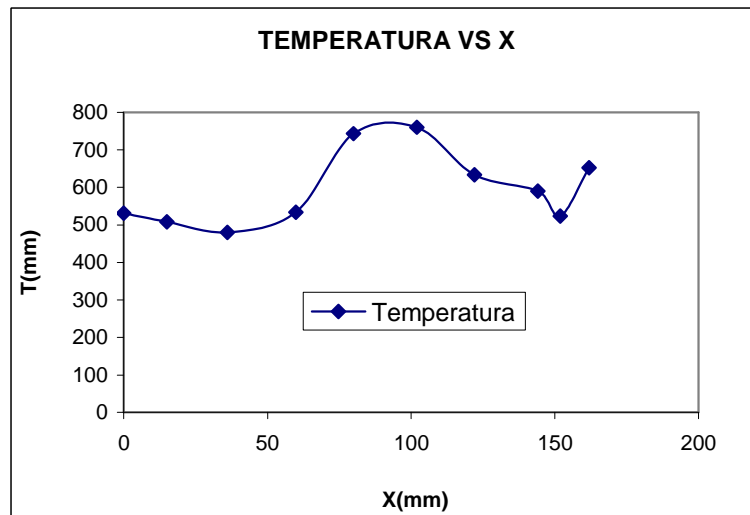


Figura B.5 Curva de tendencia de temperaturas en la cámara de combustión

c. Zona fría de Cu

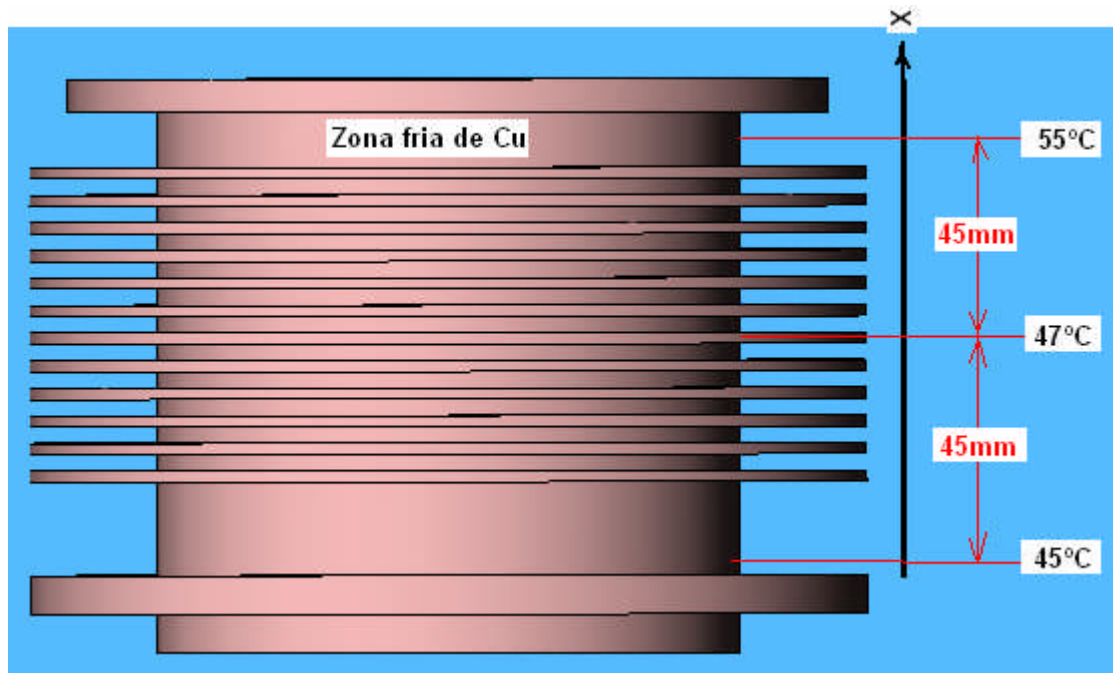


Figura B.6 Distribución de temperaturas en la zona fría de Cu

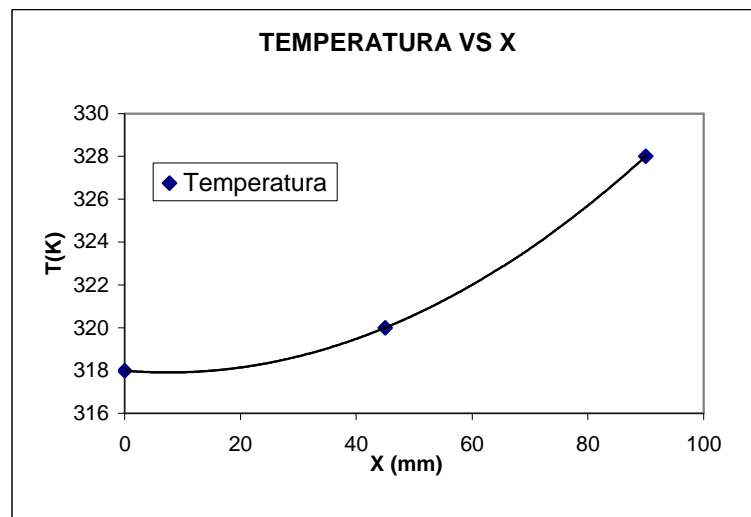


Figura B.7 Curva de tendencia de temperaturas en la zona fría de Cu

Temperaturas en las diferentes partes del motor

Pistón: 60°C

Vástago del desplazador: 55°C

Bielas: 56 – 60°C

Conector del pistón: 50°C

Conector del desplazador: 45°C

Manivelas: 40°C

Plancha soporte: 45 – 50°C

Soportes de los ejes: 51°C

Ejes: 38°C

Volante: 51°C

Engranajes: 45°C

Disco donde se soporta la cámara de combustión: 270 – 300°C

La temperatura del desplazador no se pudo medir por estar en el interior del cilindro, tampoco se pudo medir la temperatura del cilindro, en la zona fría de aluminio, por estar dentro de la chaqueta de agua.

Para introducir los datos de temperatura en el programa que realizará los cálculos termodinámicos se tomará un promedio de las temperaturas obtenidas para las diferentes partes que entran en el cálculo.

ANEXO C

PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DEL MOTOR STIRLING

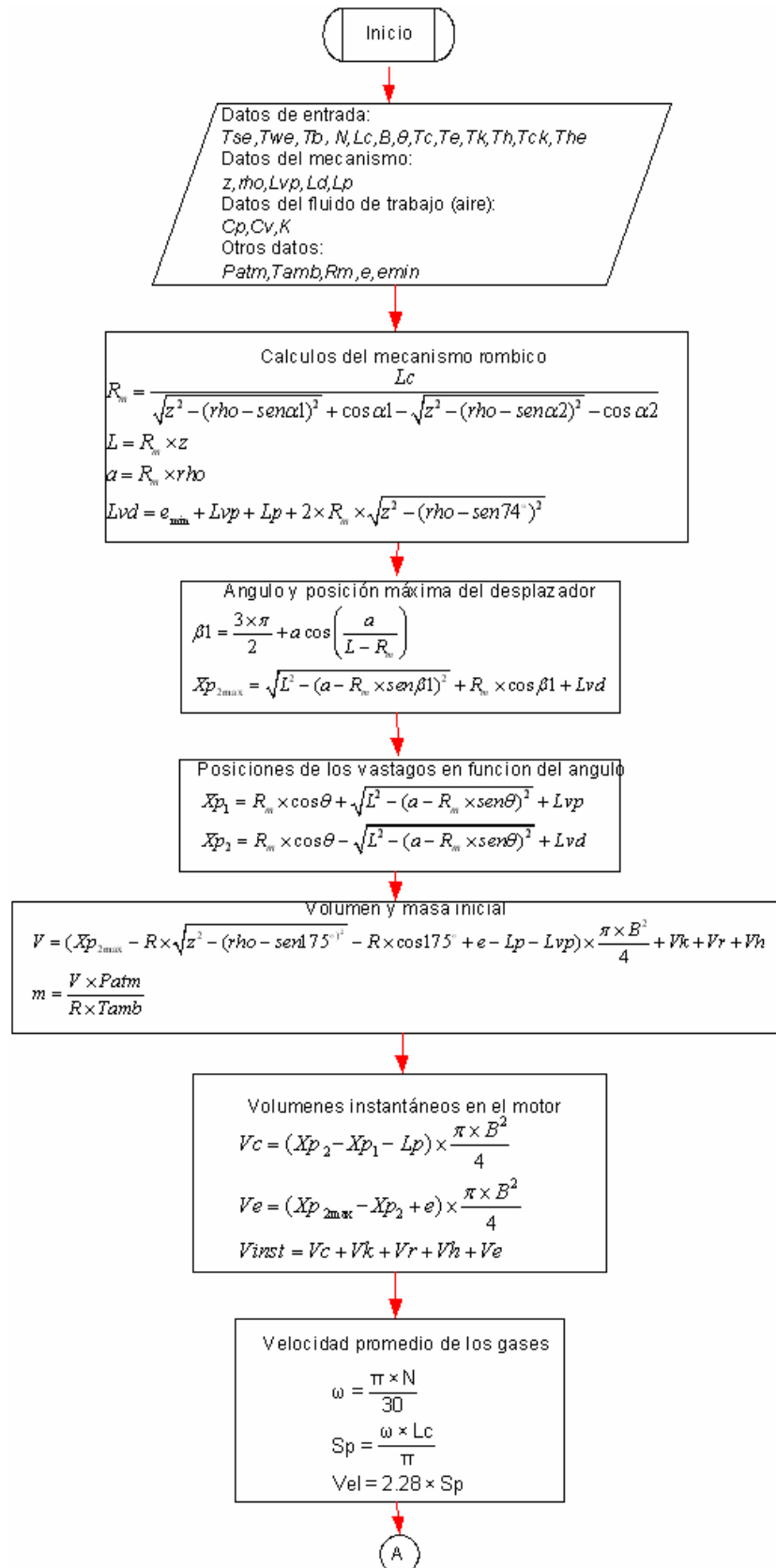
Dada la naturaleza compleja de las diversas ecuaciones planteadas, utilizaremos métodos numéricos para resolverlas aplicando RK4. El programa desarrollado se ha hecho en MATLAB. El nombre del programa es “**DStirling**” y éste recurre a la función “**RKutta4**”, el que a su vez recurre a la función “**Ecuacion**”. Debido a que no sabemos cuáles son las condiciones iniciales, y a la naturaleza cíclica de los resultados, las asumiremos arbitrariamente. Se debe realizar iteraciones hasta que los valores iniciales sean iguales a los valores finales del ciclo.

En la función “Ecuacion” se encuentran definidos, en la mayoría de los casos, los parámetros geométricos del motor, las propiedades del fluido de trabajo y las condiciones iniciales de éste. Los parámetros que no están definidos en la función “Ecuacion” están definidos en el programa “DStirling”; uno de estos parámetros es T_h y puede tomar cualquier valor ya que el programa iterará hasta hallar continuidad y al final saldrá el mismo valor. Por otra parte, los otros parámetros (T_{se} , T_{we} , T_b), sí necesitan ser datos reales, al igual que los datos (L_c , B , RPM), datos que tendremos que ingresar al ejecutar el programa, el otro dato a ingresar es la relación de temperaturas “ τ ”, este valor hay que asumir un valor entre 0 y 1.

A continuación se muestra el diagrama de flujo de la función “Ecuacion”, “RKutta4” y del programa “DStirling”.

También está el programa “Rhombic” que nos da las dimensiones del mecanismo rómbico así como la relación de compresión del motor, ingresando el valor de la carrera y el posible volumen muerto del motor.

DIAGRAMA DE FLUJO DE LA FUNCION "Ecuacion"



A

Derivadas de V_c y V_e respecto del angulo

$$dV_c = \left[\frac{-2 \times (a - R_m \times \text{sen}\theta) \times R_m \times \cos\theta}{\sqrt{L^2 - (a - R_m \times \text{sen}\theta)^2}} \right] \times \frac{\pi \times B^2}{4}$$

$$dV_e = \left[\frac{(a - R_m \times \text{sen}\theta) \times R_m \times \cos\theta}{\sqrt{L^2 - (a - R_m \times \text{sen}\theta)^2}} + R_m \times \text{sen}\theta \right] \times \frac{\pi \times B^2}{4}$$

Temperatura en el regenerador

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\text{Ln}\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}$$

Presion instantanea

$$P = \frac{m \times R}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}}$$

Masas en el motor

$$m_c = \frac{P \times V_c}{R \times T_c}$$

$$m_k = \frac{P \times V_k}{R \times T_k}$$

$$m_r = \frac{P \times V_r}{R \times T_r}$$

$$m_h = \frac{P \times V_h}{R \times T_h}$$

$$m_e = \frac{P \times V_e}{R \times T_e}$$

Coeficientes convectivos del aire instantaneos

$$h_c = 1.678 \times B^{-0.2} \times m_c^{0.8} \times T_c^{0.214780} \times \left(\frac{Vel}{V_c}\right)^{0.8}$$

$$h_e = 1.678 \times B^{-0.2} \times m_e^{0.8} \times T_e^{0.214780} \times \left(\frac{Vel}{V_e}\right)^{0.8}$$

Calor entregado y rechazado

$$dQ_c = \pi \times B \times (Xp_2 - Xp_1 - Lp) \times h_c \times (Tsr - Tc)$$

$$dQ_e = h_e \times \left[\frac{\pi \times B^2}{4} \times (Tsit - Te) + \pi \times B \times (Xp_{2max} - Xp_2 + e) \times (Tw - Te) \right]$$

B

B

Derivada de la presión

$$dP = \frac{-k \times P \times \left(\frac{dVc}{Tck} + \frac{dVe}{The} \right) + \frac{k \times R \times \left(\frac{dQc}{Tck} + \frac{dQe}{The} \right)}{\omega \times Cp}}{\frac{Vc}{Tck} + \frac{Ve}{The} + \frac{Vk}{Tk} + \frac{Vr}{Tr} + \frac{Vh}{Th}}$$

Derivadas de las masas

$$dmc = \frac{P \times dVc + Vc \times \frac{dP}{k}}{R \times Tck} - \frac{dQc}{Tck \times \omega \times Cp}$$

$$dmk = \frac{mk}{k} \times \frac{dP}{P}$$

$$dmr = \frac{mr}{k} \times \frac{dP}{P}$$

$$dmh = \frac{mh}{k} \times \frac{dP}{P}$$

$$dme = \frac{P \times dVe + Ve \times \frac{dP}{k}}{R \times The} - \frac{dQe}{The \times \omega \times Cp}$$

Derivadas de las temperaturas

$$dTc = Tc \times \left(\frac{dP}{P} + \frac{dVc}{Vc} - \frac{dmc}{mc} \right)$$

$$dTe = Te \times \left(\frac{dP}{P} + \frac{dVe}{Ve} - \frac{dme}{me} \right)$$

Energía

$$dWc = P \times dVc$$

$$dWe = P \times dVe$$

$$dW = dWc + dWe$$

Salida:
 $dW, dQc, dQe, dmc, dme,$
 $P, Vinst, hc, he, dTc, dTe$

fin

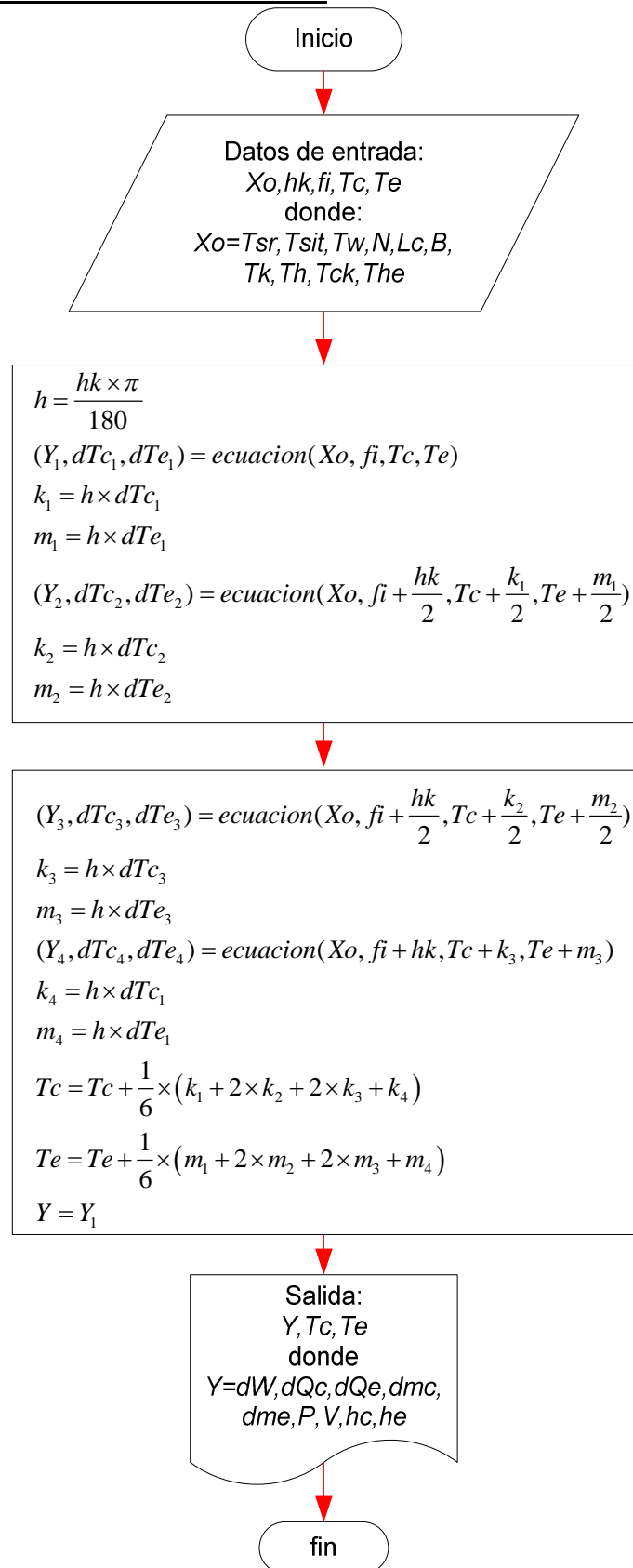
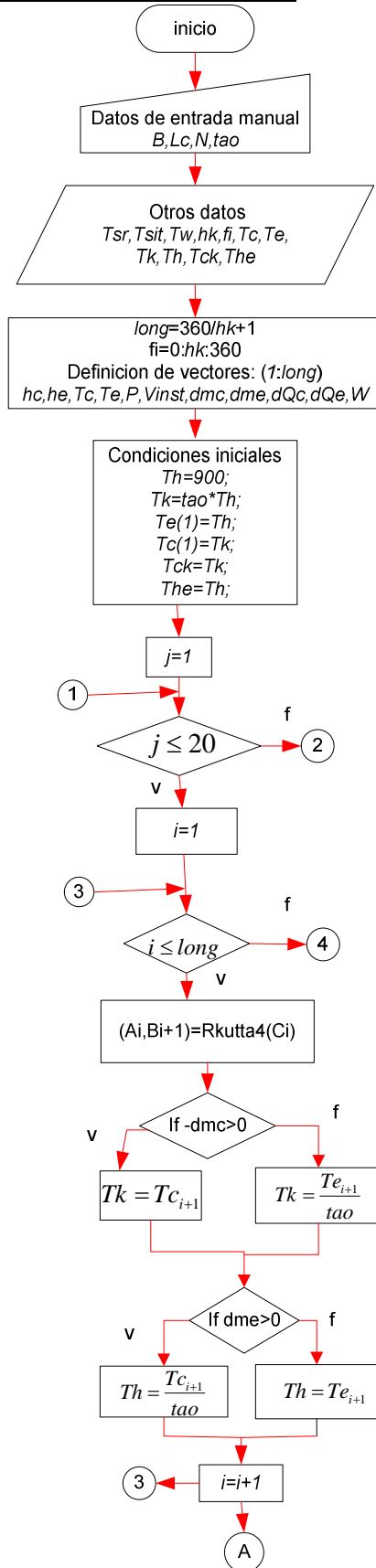
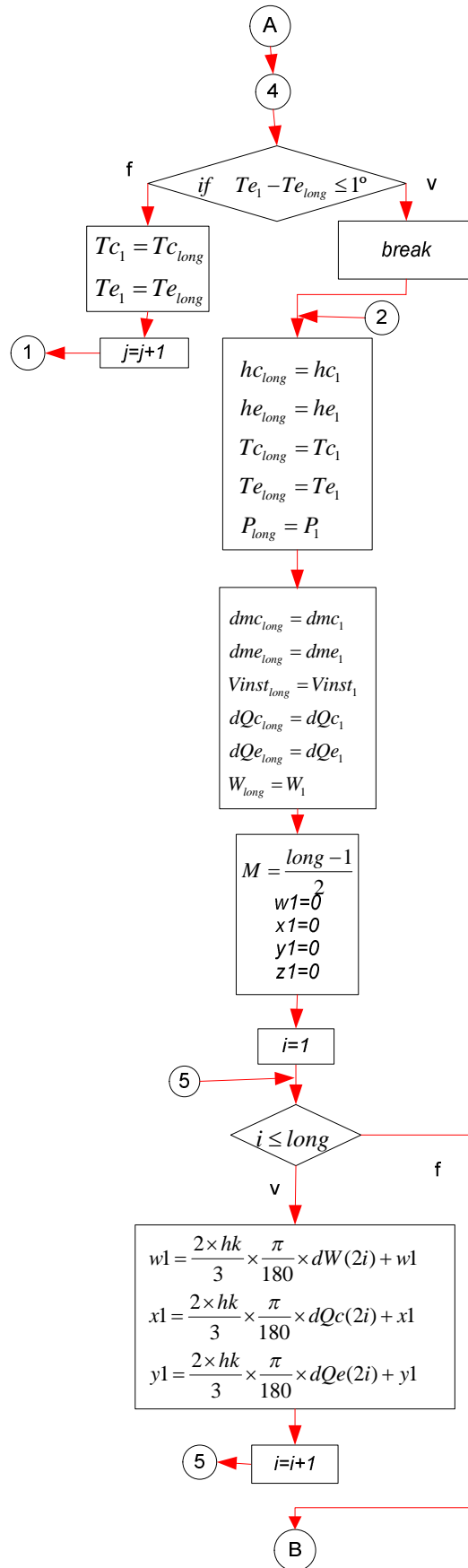
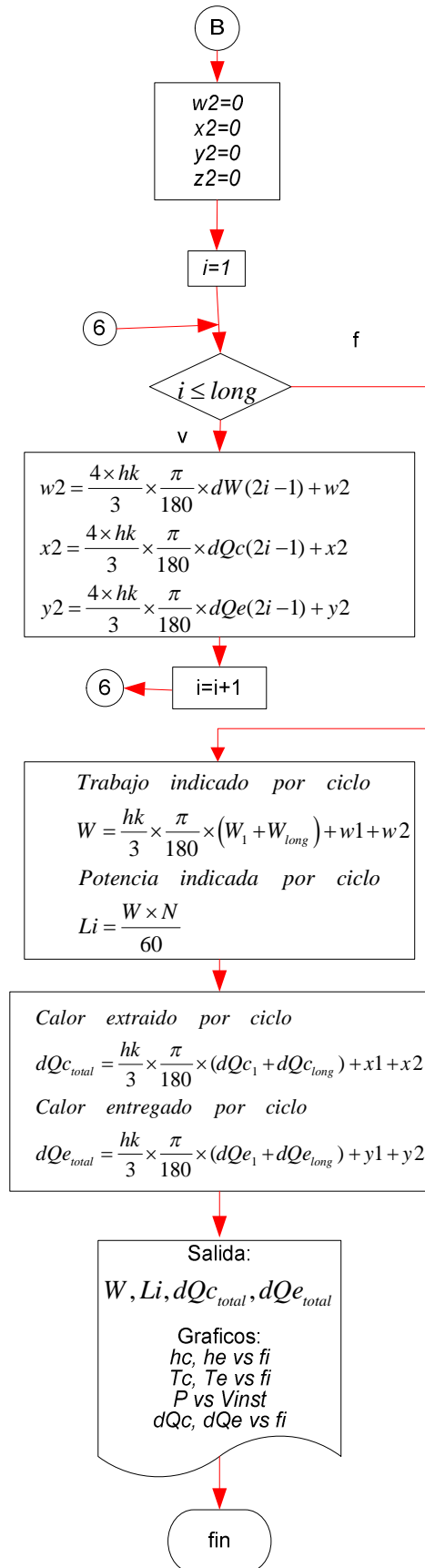
DIAGRAMA DE FLUJO FUNCION "RKutta4"

DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA "DStirling"







CODIFICACION DE LAS FUNCIONES “Ecuacion”, “RKutta4” Y DEL PROGRAMA**“DStirling”**

Antes de mostrar la programación de los cálculos, mostraremos una tabla de la simbología utilizada y su respectivo significado.

Tabla C.1 Simbología utilizada y su descripción

Twe	Temperatura de la parte externa del cilindro, en la zona caliente
Tse	Temperatura de la parte externa de la tapa, en la zona fría
Tb	Temperatura de la parte externa del cilindro, en la zona fría
Tc	Temperatura instantánea del aire, en la zona fría
Tk	Temperatura instantánea del aire en la celda K
Tr	Temperatura instantánea del aire en el regenerador
Th	Temperatura instantánea del aire en la celda H
Te	Temperatura instantánea del aire en la zona caliente
Tck	Temperatura instantánea del aire en la entrada a la zona fría
The	Temperatura instantánea del aire en la entrada a la zona caliente
N	RPM nominal del motor
Lc	Carrera del motor
B	Diámetro del motor
fi	Ángulo de la manivela con respecto a la vertical
Cp	Calor específico del aire a presión constante
Cv	Calor específico del aire a volumen constante
k	Relación entre Cp y Cv (exponente adiabático)
z	Parámetro L/R del mecanismo rómbico
rho	Parámetro del mecanismo rómbico
Lvd	Longitud del vástago del desplazador
Lvp	Longitud del vástago del pistón
Ld	Longitud del desplazador
Lp	Longitud del pistón
Rm	Radio de la manivela
L	Longitud entre centros de la biela
e	Longitud del espacio muerto en la zona caliente
emin	Longitud del espacio muerto en el espacio frío
Xp1	Posición del pistón en función del ángulo de la manivela
Xp2	Posición del desplazador en función del ángulo de la manivela

α_1	Ángulo de la manivela que hace a X_{p1} máximo
α_2	Ángulo de la manivela que hace a X_{p1} mínimo
β_1	Ángulo de la manivela que hace a X_{p2} máximo
X_{P2max}	Posición máxima del desplazador
V	Volumen inicial del aire en el motor
V_1	Volumen de barrido del pistón
m	Masa inicial del aire en el motor
P_{med}	Presión media del ciclo
P_a	Presión inicial del cilindro antes del funcionamiento
T_{amb}	Temperatura ambiental
R	Constante universal de los gases ideales
V_c	Volumen instantáneo del aire en la zona fría
V_k	Volumen muerto en la celda K
V_r	Volumen muerto en el regenerador
V_h	Volumen muerto en la celda H
V_e	Volumen instantáneo del aire en la zona caliente
V_{inst}	Volumen instantáneo total del motor
ω	Velocidad angular del motor
S_p	Velocidad lineal promedio del pistón
Vel	Velocidad promedio del aire dentro del motor
dV_c	Derivada del volumen en la zona fría
dV_e	Derivada del volumen en la zona caliente
m_c	Masa instantánea del aire en la zona fría
m_k	Masa instantánea del aire en la celda K
m_r	Masa instantánea del aire en el regenerador
m_h	Masa instantánea del aire en la celda H
m_e	Masa instantánea del aire en la zona caliente
dm_c	Derivada de la masa del aire en la zona fría
dm_k	Derivada de la masa del aire en la celda K
dm_r	Derivada de la masa del aire en el regenerador
dm_h	Derivada de la masa del aire en la celda H
dme	Derivada de la masa del aire en la zona caliente
dT_c	Derivada de la temperatura del aire en la zona fría
dT_e	Derivada de la temperatura del aire en la zona caliente
p_{Tc}	Temperatura promedio del aire en la zona fría
p_{Te}	Temperatura promedio del aire en la zona caliente

hc	Coeficiente de convección instantáneo del aire en la zona fría
he	Coef. de convección instantáneo del aire en la zona caliente
phc	Coeficiente de convección promedio del aire en la zona fría
phe	Coeficiente de convección promedio del aire en la zona caliente
dP	Derivada de la presión en el motor
P	Presión instantánea del aire en el motor
dQc	Derivada del calor rechazado en la zona fría
dQe	Derivada del calor absorbido en la zona caliente
dWc	Diferencial de trabajo en la zona fría
dWe	Diferencial de trabajo en la zona caliente
dW	Diferencial de trabajo total en el motor
tao	Relación de temperaturas entre la zona caliente y la zona fría
Li	Potencia indicada
Peje	Potencia máxima al eje
nm	Eficiencia mecánica máxima

Tabla de equivalencias de símbolos entre el diagrama de flujo y la codificación del programa (el resto de símbolos es el mismo, en los dos casos).

Símbolo en el diagrama de flujo	Símbolo en el programa
α_1	alfa1
α_2	alfa2
β_1	beta1
β_2	beta2
XP_{2max}	Xp2max
ω	w
θ	fi
Xp_1	Xp1
Xp_2	Xp2

Función "Ecuacion"

Function [dW,dQc,dQr,dQe,dmc,dme,P,Vinst,dVinst,h,hc,he,Pa,m,dTc,dTe]= ...

ecuacion(Pmed,R,Cp,Cv,Vm,Tb,Tse,Twe,N,Lc,B,fi,Tc,Te,Tk,Th,Tck,The)

%fi = Angulo de la manivela con respecto a la vertical

%Te = Temperatura en el espacio caliente

%Tc= Temperatura del espacio frio

```

%Tb= Temp. de la parte externa de la pared del cilindro en la zona fria
%Tse= Temp. de la parte externa de la tapa en la zona caliente
%Twe= Temp. de la parte externa de la pared del cilindro en la zona caliente
%N= RPM del motor
%Lc= Longitud de la carrera del motor
%B= Diametro del cilindro
%fi= Angulo del mecanismo rombico en grados sexagesimales
%Tk= Temperatura del aire en el ducto de la zona fria
%Th= Temperatura del aire en el ducto de la zona caliente
%Tck= Temperatura del aire en la entrada a la zona fria
%The= Temperatura del aire en la entrada a la zona caliente
%Cp= Calor especifico del fluido de trabajo a presion constante
%Cv= Calor especifico del fluido de trabajo a volumen constante
%R= Constante universal del fluido de trabajo
%Pmed= Presion media del ciclo
%Vm= volumen muerto del motor
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%DATOS CONSTANTES
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
z=2.5;
rho=0.96;
e=0.002;      %(m)long. espacio muerto en zona caliente
emin=0.001;   %(m)long. espacio muerto en espacio frio
Lvp=0.05;     %(m)long.del vastago del piston
Ld=0.255;     %(m)longitud del desplazador
Lp=0.05;      %(m)longitud del piston
k=Cp/Cv;
Tamb=300;     %(K)temperatura ambiente

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%DATOS CALCULADOS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%(m)radio de la manivela
Rm=Lc/(sqrt(z^2-(rho-sin(0.2778))^2)+cos(0.2778)-...
    sqrt(z^2-(rho-sin(3.8361))^2)-cos(3.8361));
%(m)Longitud de la biela del piston
L=Rm*z;
a=Rm*rho;

```



```

%(m)long.del vastago del desplazador
Lvd=emin+Lvp+Lp+2*Rm*sqrt(z^2-(rho-sin(74*pi/180))^2);
%(m^2)Area superficie interior de la tapa
Asit=pi*B^2/4;
%(rad/s)velocidad angular del motor
w=pi*N/30;
%Volumenes
V1=pi*B^2/4*Lc;
%(m^3)volumen muerto del regenerador
Vr=Vm;
%(m^3)volumen del conducto del espacio caliente
Vh=0;
%(m^3)volumen del conducto del espacio frio
Vk=0;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULOS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Angulos en las posiciones maximas y minimas del desplazador y el piston
beta1=3*pi/2+acos(a/(L-Rm)); %(rad)Angulo que hace a XP2 maximo
beta2=pi/2+acos(a/(L+Rm)); %(rad)Angulo que hace a XP2 minimo
%Posicion maxima y minima del desplazador (m)
Xp2max=-sqrt(L^2-(a-Rm*sin(beta1))^2)+Rm*cos(beta1)+Lvd;
%Velocidad del piston
Velp=w*(a-Rm*sin(fi*pi/180))*Rm*cos(fi*pi/180)/...
    sqrt(L^2-(a-Rm*sin(fi*pi/180))^2)-w*Rm*sin(fi*pi/180);
%Velocidad promedio del piston (m/s)
Sp=2*N*Lc/60;
%Velocidad promedio de los gases (m/s)
vel=2.28*Sp;
%Volumen inicial a temp. ambiente (m^3)
V=V1;
%Xp1 y Xp2 en funcion de fi (m)
Xp1=Rm*cos(fi*pi/180)+sqrt(L^2-(a-Rm*sin(fi*pi/180))^2)+Lvp;
Xp2=Rm*cos(fi*pi/180)-sqrt(L^2-(a-Rm*sin(fi*pi/180))^2)+Lvd;
%Volumen de la parte caliente (m^3)
Ve=(Xp2max-Xp2+e)*pi*B^2/4;
%Volumen de la parte fria (m^3)
Vc=pi*B^2/4*(Xp2-Xp1-Lp);

```

%Volumen total instantaneo del motor

$$V_{inst}=V_e+V_c+V_r+V_h+V_k;$$

%Temp. en el regenerador

$$T_r=(T_h-T_k)/\log(T_h/T_k);$$

%%%

%Masa de aire total (kg)

$$x_{1_28}=R_m \cdot \cos(28 \cdot \pi/180) + \sqrt{L^2 - (a - R_m \cdot \sin(28 \cdot \pi/180))^2} + L_{vp};$$

$$x_{2_28}=R_m \cdot \cos(28 \cdot \pi/180) - \sqrt{L^2 - (a - R_m \cdot \sin(28 \cdot \pi/180))^2} + L_{vd};$$

$$x_{1_253}=R_m \cdot \cos(253 \cdot \pi/180) + \sqrt{L^2 - (a - R_m \cdot \sin(253 \cdot \pi/180))^2} + L_{vp};$$

$$x_{2_253}=R_m \cdot \cos(253 \cdot \pi/180) - \sqrt{L^2 - (a - R_m \cdot \sin(253 \cdot \pi/180))^2} + L_{vd};$$

$$V_{e_28}=(X_{p2max}-x_{2_28}+e) \cdot \pi \cdot B^2/4;$$

$$V_{c_28}=\pi \cdot B^2/4 \cdot (x_{2_28}-x_{1_28}-L_p);$$

$$V_{e_253}=(X_{p2max}-x_{2_253}+e) \cdot \pi \cdot B^2/4;$$

$$V_{c_253}=\pi \cdot B^2/4 \cdot (x_{2_253}-x_{1_253}-L_p);$$

$$RV1=V_{c_28}/T_c+V_k/T_k+V_r/T_r+V_h/T_h+V_{e_28}/T_e;$$

$$RV2=V_{c_253}/T_c+V_k/T_k+V_r/T_r+V_h/T_h+V_{e_253}/T_e;$$

$$m=P_{med} \cdot \sqrt{RV1 \cdot RV2}/R;$$

$$P_a=m \cdot R \cdot T_{amb}/V;$$

%%%

%Hallando la derivada de V_e respecto del angulo ϕ ($dV_e/d\phi$)

$$dV_e=((a-R_m \cdot \sin(\phi \cdot \pi/180)) \cdot R_m \cdot \cos(\phi \cdot \pi/180)/...$$

$$\sqrt{L^2 - (a - R_m \cdot \sin(\phi \cdot \pi/180))^2} + R_m \cdot \sin(\phi \cdot \pi/180)) \cdot \pi \cdot B^2/4;$$

%Hallando la derivada de V_c respecto del angulo ϕ ($dV_c/d\phi$)

$$dV_c=(-2 \cdot (a - R_m \cdot \sin(\phi \cdot \pi/180)) \cdot R_m \cdot \cos(\phi \cdot \pi/180)/...$$

$$\sqrt{L^2 - (a - R_m \cdot \sin(\phi \cdot \pi/180))^2}) \cdot \pi \cdot B^2/4;$$

%Derivada del volumen total

$$dV_{inst}=dV_c+dV_e;$$

%Presion instantanea

$$P=m \cdot R/(V_c/T_c+V_k/T_k+V_r/T_r+V_h/T_h+V_e/T_e);$$

%Masas

$$m_c=P \cdot V_c/(R \cdot T_c);$$

$$m_k=P \cdot V_k/(R \cdot T_k);$$

$$m_r=P \cdot V_r/(R \cdot T_r);$$

$$m_h=P \cdot V_h/(R \cdot T_h);$$

$$m_e=P \cdot V_e/(R \cdot T_e);$$

%Coeficiente de conveccion instantaneo en la zona caliente ($W/m^2.K$)

```

vel=2.28*Sp;
hc=1.678*B^(-0.2)*mc^(0.8)*Tc^(0.21478)*(vel/Vc)^0.8;
he=1.678*B^(-0.2)*me^(0.8)*Te^(0.21478)*(vel/Ve)^0.8;

%Calores
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
etapa=0.0025;
espesorCu=0.007;
Dextinox=0.1014;
Kiniox=14.8;
Kcu=401;
H1=Xp2max-Xp2+e;
H2=Xp2-Xp1-Lp;
Rm1=4*etapa/(Kiniox*pi*B^2);
Rm3=log((B/2+espesorCu)/(B/2))/(2*pi*Kcu*0.1);
Rm2=log(Dextinox/B)/(2*pi*Kiniox*H1);
Rc=1/(hc*pi*B*H2);
Re=4/(he*pi*B^2);
Rw=1/(he*pi*B*H1);
Tsit=(Tse*Re+Te*Rm1)/(Rm1+Re);
Twi=(Twe*Rw+Tc*Rm2)/(Rm2+Rw);
Ti=(Tc*Rm3+Tb*Rc)/(Rm3+Rc);

dQc=pi*B*H2*hc*(Ti-Tc)-5;
dQe=he*(Asit*(Tsit-Te)+pi*B*H1*(Twi-Te));
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Derivada de la presión respecto de fi
dP=(-k*P*(dVe/The+dVc/Tck)+k*R*(dQe/The+dQc/Tck)/(w*Cp))/...
    (Ve/The+Vc/Tck+Vk/Tk+Vr/Tr+Vh/Th);

%Derivadas de las masas respecto de fi
dmc=(P*dVc+Vc*dP/k)/(R*Tck)-dQc/(Tck*Cp*w);
dme=(P*dVe+Ve*dP/k)/(R*The)-dQe/(The*Cp*w);
dmk=mk/k*dP/P;
dmr=mr/k*dP/P;
dmh=mh/k*dP/P;

```

```
%Temperaturas
dTc=Tc*(dP/P+dVc/Vc-dmc/mc);
dTe=Te*(dP/P+dVe/Ve-dme/me);
```

```
%Flujos de masa
mck=-dmc;
mkr=mck-dmk;
mhe=dme;
mrh=mhe+dmh;
```

```
%Energia
dQr=Vr*dP*Cv/R-Cp*(Tk*mkr-Th*mrh);
dWc=P*dVc;
dWe=P*dVe;
dW=dWc+dWe;
```

Función "RKutta4"

```
function [dW,dQc,dQr,dQe,dmc,dme,P,V,dV,m,hc,he,Pa,Tr,Tc,Te]=...
    RKutta4(Pmed,R,Cp,Cv,Vm,Tb,Tse,Twe,N,Lc,B,h,fi,Tc,Te,Tk,Th,Tck,The)
%x=h
%y=T
[dW1,dQc1,dQr1,dQe1,dmc1,dme1,P1,V1,dV1,m1,hc1,he1,Pa1,Tr1,dTc1,dTe1]=...
    ecuacion(Pmed,R,Cp,Cv, Vm,Tb,Tse,Twe,N,Lc,B,fi,Tc,Te,Tk,Th,Tck,The);
K11=h*dTc1*pi/180;
K12=h*dTe1*pi/180;
[dW2,dQc2,dQr2,dQe2,dmc2,dme2,P2,V2,dV2,m2,hc2,he2,Tr2,Pa2,dTc2,dTe2]=...
    ecuacion(Pmed,R,Cp,Cv,Vm,Tb,Tse,Twe,N,Lc,B,fi+h/2,Tc+K11/2,Te+K12/2,Tk,Th,Tck,The);
K21=h*dTc2*pi/180;
K22=h*dTe2*pi/180;
[dW3,dQc3,dQr3,dQe3,dmc3,dme3,P3,V3,dV3,m3,hc3,he3,HAc3,Pa3,dTc3,dTe3]=...
    ecuacion(Pmed,R,Cp,Cv,Vm,Tb,Tse,Twe,N,Lc,B,fi+h/2,Tc+K21/2,Te+K22/2,Tk,Th,Tck,The);
K31=h*dTc3*pi/180;
K32=h*dTe3*pi/180;
[dW4,dQc4,dQr4,dQe4,dmc4,dme4,P4,V4,dV4,m4,hc4,he4,HAc4,Pa4,dTc4,dTe4]=...
    ecuacion(Pmed,R,Cp,Cv,Vm,Tb,Tse,Twe,N,Lc,B,fi+h,Tc+K31,Te+K32,Tk,Th,Tck,The);
K41=h*dTc4*pi/180;
K42=h*dTe4*pi/180;
```

$T_c = T_c + 1/6 * (K_{11} + 2 * K_{21} + 2 * K_{31} + K_{41});$
 $T_e = T_e + 1/6 * (K_{12} + 2 * K_{22} + 2 * K_{32} + K_{42});$
 $h_c = h_c1; h_e = h_e1; P_a = P_a1; T_r = T_r1; P = P1; V = V1; dV = dV1; m = m1; dmc = dmc1;$
 $dme = dme1; dW = dW1; dQ_c = dQ_c1; dQ_r = dQ_r1; dQ_e = dQ_e1;$

Programa "DStirling"

```

clear, clc
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
B = 0.098;
Lc=0.04;
N=400;
tao=0.6;
Cp=1035;
Cv=716;
R=287;
Vm=0.5*pi*B^2/4*Lc;
Pmed=1*10^5;
%CALCULOS EN LA ZONA CALIENTE
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
DATOS CONSTANTES
%(K)temp.superficie interior de la tapa
Tse=940;
%(K)temp.promedio de la pared interior del cilindro en zona caliente
Twe=940;
%(K)temp.promedio de la pared exterior del cilindro en zona fria
Tb=320;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%DEFINIENDO LOS VECTORES DE LOS DATOS DE SALIDA Y fi
hk=1;
fi=0:hk:360;    %Angulo de la manivela con respecto a la vertical
long=length(fi);
he=zeros(1,long); %(W/m^2.K)coeficiente convectivo del aire zona caliente
hc=zeros(1,long); %(W/m^2.K)coeficiente convectivo del aire zona fria
Pa=zeros(1,long);
Tr=zeros(1,long);
Te=zeros(1,long); %(K)Temperatura del espacio caliente
Tc=zeros(1,long); %(K)Temperatura del espacio frio

```

```

P=zeros(1,long); %(Pa)presion instantanea en el motor
Vinst=zeros(1,long); %(m^3)Volumen instantaneo en el motor
m=zeros(1,long);
dmc=zeros(1,long); %Derivada de mc respecto de fi
dme=zeros(1,long); %Derivada de mc respecto de fi
dQr=zeros(1,long); %(W)Calor en el regenerador
dQe=zeros(1,long); %(W)Calor entregado en el espacio caliente
dQc=zeros(1,long); %(W)Calor entregado en el espacio frio
dW=zeros(1,long); %(J)Trabajo realizado

%CONDICIONES INICIALES
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Th=800;
Tk=tao*Th;
Te(1)=Th;
Tc(1)=Tk;
Tck=Tk;
The=Th;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%APLICANDO RK4 PARA RESOLVER
for j=1:20
    for i=1:long-1
        [dW(i),dQc(i),dQr(i),dQe(i),dmc(i),dme(i),P(i),Vinst(i),dVinst(i),m(i),hc(i),he(i),Pa(i),Tr(i),
        Tc(i+1),Te(i+1))]=...
            RKutta4(Pmed,R,Cp,Cv,Vm,Tb,Tse,Twe,N,Lc,B,hk,fi(i),Tc(i),Te(i),Tk,Th,Tck,The);
        mck=-dmc(i);
        mhe=dme(i);
        if mck>0
            Tk=Tc(i+1);
        else
            Tk=Te(i+1)*tao;
        end
        if mhe>0
            Th=Tc(i+1)/tao;
        else
            Th=Te(i+1);
        end
        Tck=Tk;
    end
end

```

```

    The=Th;
end
if abs(Te(1)-Te(long))<=1 & abs(Tc(1)-Tc(long))<=1
    break
else
    Te(1)=Te(long);
    Tc(1)=Tc(long);
end
end
hc(long)=hc(1);
he(long)=he(1);
Pa=Pa(1);
Tr(long)=Tr(1);
Vinst(long)=Vinst(1);
P(long)=P(1);
m=m(1);
dmc(long)=dmc(1);
dme(long)=dme(1);
dQr(long)=dQr(1);
dQc(long)=dQc(1);
dQe(long)=dQe(1);
dW(long)=dW(1);
dQr=dQr*N/60;          %(W)

%CALCULANDO LA ENERGIA EN EL MOTOR
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
M=(long-1)/2;
w1=0;
x1=0;
y1=0;
z1=0;
dTc1=0;
dTe1=0;
dhc1=0;
dhe1=0;
for i=1:M-1
    w1=2*hk/3*dW(2*i)+w1;
    x1=2*hk/3*dQc(2*i)+x1;

```

```

y1=2*hk/3*dQe(2*i)+y1;
z1=2*hk/3*dQr(2*i)+z1;
dTc1=2*hk/3*Tc(2*i)+dTc1;
dTe1=2*hk/3*Te(2*i)+dTe1;
dhc1=2*hk/3*hc(2*i)+dhc1;
dhe1=2*hk/3*he(2*i)+dhe1;
end
w2=0;
x2=0;
y2=0;
z2=0;
dTc2=0;
dTe2=0;
dhc2=0;
dhe2=0;
for i=1:M
    w2=4*hk/3*dW(2*i-1)+w2;
    x2=4*hk/3*dQc(2*i-1)+x2;
    y2=4*hk/3*dQe(2*i-1)+y2;
    z2=4*hk/3*dQr(2*i-1)+z2;
    dTc2=4*hk/3*Tc(2*i-1)+dTc2;
    dTe2=4*hk/3*Te(2*i-1)+dTe2;
    dhc2=4*hk/3*hc(2*i-1)+dhc2;
    dhe2=4*hk/3*he(2*i-1)+dhe2;
end
%Trabajo indicado por ciclo (Joules)
W=(hk/3*(dW(1)+dW(long))+w1+w2)*pi/180
%Potencia indicada del ciclo stirling (Watts)
Li=W*N/60
%Calores totales por ciclo (Watts)
%Calor extraido del aire
Qctotal=(hk/3*(dQc(1))+x1+x2)*pi/180
%Calor entregado al aire
Qetotal=(hk/3*(dQe(1))+y1+y2)*pi/180
%Calor en el regenerador
Qrtotal=(hk/3*(dQr(1))+z1+z2)*pi/180;
%coeficiente de convexion promedio en la zona fria
phc=(hk/3*(hc(1))+dhc1+dhc2)/360;

```



```

%coeficiente de conveccion promedio en la zona fria
phe=(hk/3*(he(1))+dhe1+dhe2)/360;
%Temperatura promedio en la zona fria
pTc=(hk/3*(Tc(1))+dTc1+dTc2)/360;
%Temperatura promedio en la zona fria
pTe=(hk/3*(Te(1))+dTe1+dTe2)/360;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Potencia al eje
[Vmax,a2]=max(Vinst);
[Vmin,b2]=min(Vinst);
for i=1:long-1
    if P(i+1)<= Pmed & P(i)>=Pmed
        a1=i+1;
    end
    if P(i+1)>= Pmed & P(i)<=Pmed
        b1=i+1;
    end
end
M1=fix((a2-a1)/2);
Fw1=0;
for i=1:M1-1
    Fw1=2*hk/3*(dW(2*i+a1)-Pmed*dVinst(2*i+a1))+Fw1;
end
Fw2=0;
for i=1:M1
    Fw2=4*hk/3*(dW(2*i-1+a1)-Pmed*dVinst(2*i-1+a1))+Fw2;
end
M2=fix((b2+360-b1)/2);
Fw_1=0;
for i=1:M2-1
    if (2*i+b1)<=360
        Fw_1=2*hk/3*(dW(2*i+b1)-Pmed*dVinst(2*i+b1))+Fw_1;
    else
        Fw_1=2*hk/3*(dW(2*i+b1-360)-Pmed*dVinst(2*i+b1-360))+Fw_1;
    end
end
Fw_2=0;

```

```

for i=1:M2
    if (2*i-1+b1)<=360
        Fw_2=4*hk/3*(dW(2*i-1+b1)-Pmed*dVinst(2*i-1+b1))+Fw_2;
    else
        Fw_2=4*hk/3*(dW(2*i-1+b1-360)-Pmed*dVinst(2*i-1+b1-360))+Fw_2;
    end
end
W1=(hk/3*(dW(a1)+dW(a2)-Pmed*dVinst(a1)-Pmed*dVinst(a2))+Fw1+Fw2)*pi/180;
W2=(hk/3*(dW(b1)+dW(b2)-Pmed*dVinst(b1)-Pmed*dVinst(b2))+Fw_1+Fw_2)*pi/180;
FW=abs(W1+W2);
%Eficiencia mecanica mayor
E=0.8;
nm=E-(1/E-E)*FW/W;
%Potencia maxima al eje
Peje=Li*nm;

%Potencia máxima indicada considerando un 20% de perdidas de calor dentro del motor
Rc=Vmax/Vmin;
if tao*Rc<=1
    nms=E;
else
    nms=E-(1/E-E)*(tao*log(tao)-(1+tao)*(log(1+tao)-log(1+Rc))-log(Rc))/((1-tao)*log(Rc));
end
Limax=0.8*Qetotal*(1-tao);
Peje2=Limax*nms

%GRAFICOS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
figure
plot(fi,hc,'b',fi,he,'r',fi,phc,'g',fi,phe,'m');title('VARIACION DE hc & he VS fi')
xlabel('fi'),ylabel('hc, he (W/m^2.K)')
figure
plot(fi,Tc,'b',fi,Te,'r',fi,pTc,'g',fi,pTe,'m');title('VARIACION DE Tc & Te VS fi')
xlabel('fi'),ylabel('Tc , Te (K)')
figure
plot(Vinst,P,'g',Vinst,Pmed,'b'),title('VARIACION DE P VS Vinst')
xlabel('Vinst(cm^3)'),ylabel('P(pa)')
figure

```

```

plot(fi,m),title('VARIACION DE Ploss VS fi')
xlabel('fi'),ylabel('Ploss(W)')
figure
plot(fi,P),title('VARIACION DE P VS fi')
xlabel('fi'),ylabel('P(pa)')
figure
plot(fi,dQc,'b',fi,dQe,'r')
title('VARIACION DE dQc, dQe VS fi')
xlabel('fi'),ylabel('dQc, dQe (W)')
figure
plot(fi,-dmc-dme,'b',fi,dme,'r')
title('VARIACION DE dmc & dme VS fi')
xlabel('fi'),ylabel('dmc , dme (Kg)')

```

PROGRAMA “Rhombic”

```

clear, clc
%DATOS A INTRODUCIR
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Lc=input('Lc:');
z = 2.5;
rho=0.96;
Dpe=0.075;      %Diámetro primitivo de los engranajes
Ld=0.255;      %Longitud del desplazador
Lvp=0.05;      %Longitud del vástago del pistón
Lp=0.05;      %Longitud del pistón
N=400;        %RPM del motor
Vr=pi/4*(0.098^2-0.0945^2)*0.27; %Volumen del regenerador
e=0.001;      %Longitud del espacio muerto en la zona caliente
emin=0.001;   %Distancia de acercamiento mínima entre el desplazador y el pistón
B=0.098;

%DATOS CALCULADOS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Velocidad angular del motor
w=pi*N/30;
%(m) Radio de la manivela
R=Lc/(sqrt(z^2-(rho-sin(0.2778))^2)+cos(0.2778))-...

```

```

sqrt(z^2-(rho-sin(3.8361))^2)-cos(3.8361))
%Longitud de la biela del pistón
L=z*R
E = Dpe/2-rho*R
a=Dpe/2-E;
%(m) Long. del vástago del desplazador
Lvd=emin+Lvp+Lp+2*R*sqrt(z^2-(rho-sin(74*pi/180))^2)

%CÁLCULOS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Definicion de variables a utilizar
teta=0:1:360; %Angulo del la biela con respecto a la vertical
n=length(teta); %Numero de valores de teta

XP1=zeros(1,n); %Posición del vástago del pistón
XP2=zeros(1,n); %Posición del vástago del desplazador
VelP=zeros(1,n); %Velocidad del pistón
VelD=zeros(1,n); %Velocidad del desplazador

%Cálculos
alfa1=pi/2-acos(a/(L+R)); %Angulo que hace a XP1 máximo
alfa2=3*pi/2-acos(a/(L-R)); %Angulo que hace a XP1 mínimo
beta1=3*pi/2+acos(a/(L-R)); %Angulo que hace a XP2 máximo
beta2=pi/2+acos(a/(L+R)); %Angulo que hace a XP2 mínimo
XP1max=sqrt(L^2-(a-R*sin(alfa1))^2)+R*cos(alfa1)+Lvp;
XP1min=sqrt(L^2-(a-R*sin(alfa2))^2)+R*cos(alfa2)+Lvp;
XP2max=-sqrt(L^2-(a-R*sin(beta1))^2)+R*cos(beta1)+Lvd;
XP2min=-sqrt(L^2-(a-R*sin(beta2))^2)+R*cos(beta2)+Lvd;
Desfasaje=(alfa1-beta1+2*pi)*180/pi %Angulo de desfasaje

%Posiciones y velocidades de los vástagos en el mecanismo rómbico
for i=1:n
    XP1(1,i)=sqrt(L^2-(a-R*sin(teta(i)*pi/180))^2)+R*cos(teta(i)*pi/180)+Lvp;
    VelP(1,i)=w*(a-R*sin(teta(i)*pi/180))*R*cos(teta(i)*pi/180)/...
        sqrt(L^2-(a-R*sin(teta(i)*pi/180))^2)-w*R*sin(teta(i)*pi/180);
    XP2(1,i)=-sqrt(L^2-(a-R*sin(teta(i)*pi/180))^2)+R*cos(teta(i)*pi/180)+Lvd;
    VelD(1,i)=-w*(a-R*sin(teta(i)*pi/180))*R*cos(teta(i)*pi/180)/...
        sqrt(L^2-(a-R*sin(teta(i)*pi/180))^2)-w*R*sin(teta(i)*pi/180);
end

%Distancia entre desplazador y el pistón (longitud de Vc)

```

```

%en función del ángulo
XPD=XP2-XP1-Lp;
ccc=min(XPD);
%Volumen instantáneo de la parte caliente
Ve=(XP2max-XP2+e)*pi*B^2/4;
%Volumen instantáneo de la parte fría
Vc=(XP2-XP1-Lp)*pi*B^2/4;
%volumen total instantáneo
Vtins=Ve+Vc+Vr;
%Volumen total inicial a temp. ambiente
V=Ve(6)+Vc(6)+Vr;
%Volumen mínimo total del motor
Vtotalmin=min(Vtins)*1000000;
%Volumen máximo total del motor
Vtotalmax=max(Vtins)*1000000;
%Relación de compresión del motor
relcomp=Vtotalmax/Vtotalmin

%Cálculo de la distancia entre la tapa del cilindro
%y la línea central que pasa por el centro de los ejes
Dcentro_tapa= XP2max+Ld+e
%GRÁFICOS
figure
plot(teta, Ve, 'g', teta, Vc, 'r', teta, Vtins, 'b'), title('Ve, Vc, Vtins VS teta')
xlabel('teta'), ylabel('Ve(m^3), Vc(m^3), Vtins(m^3)')
figure
plot(teta, XP1, 'r', teta, XP2, 'g', teta, XPD, 'b'), title('XP1, XP2, XPD VS teta')
xlabel('teta'), ylabel('XP1(m), XP2(m), XPD(m)')

```

PLANOS DEL MOTOR STIRLING