



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

División de ingeniería Mecánica e Industrial

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE MOTOR
STIRLING TIPO ALFA DE ALTA PRESIÓN DE TRABAJO”**

TESIS

PARA OBTENER EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

FRANCISCO JAVIER ROSALES VILLANUEVA



Ciudad Universitaria, México, D.F. Agosto del 2013.

DEDICATORIA

Quiero dedicar el presente trabajo a mis padres, como un testimonio de cariño y eterno agradecimiento por mi existencia, valores morales y formación profesional. Porque sin escatimar esfuerzo alguno, han sacrificado gran parte de su vida en formarme y porque nunca podre pagar cada uno de sus desvelos ni aun con las riquezas más grandes del mundo, por lo que soy y por todo el tiempo que les robe pensando en mí.

Gracias por su apoyo y consejos he llegado a realizar la más grande de mis metas la cual constituye la herencia más valiosa que pudiera recibir.

Con Cariño, Admiración y Respeto.

Francisco Javier Rosales Villanueva.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer primero que nada a Dios que me permitió culminar una meta más en mi vida, y por mantener con salud a mis padres quienes me brindaron el apoyo incondicional para realizar mi carrera profesional y mi formación como persona.

En segundo lugar un enorme agradecimiento a mis padres, Javier Rosales Ramírez y Esther Villanueva Villanueva, por brindarme el ejemplo de cómo se logran las metas, de una manera humilde, con sacrificio y mucho trabajo, dejando de lado el conformismo para conseguir lo que uno se propone.

A mis hermanos, Carlos Alberto Rosales Villanueva, Susana Rosales Villanueva y Jannet Rosales Villanueva, quienes con su apoyo y consejos, me motivaron a seguir adelante y llegar hasta el final de la carrera.

Un enorme agradecimiento a mi asesor el Ing. Antonio Zepeda Sánchez, por darme el apoyo necesario para culminar mi proyecto de tesis, dejando de lado sus intereses personales al entregarme parte de sus conocimientos, para salir adelante como un ingeniero preparado y lleno de ilusiones para ejercer como profesionalista.

Al M.I. Jesús Trenado Soto, quien sin esperar nada a cambio me apoyo en todo momento con su experiencia y conocimiento para sacar adelante mi tesis, por su gran paciencia al momento de resolver situaciones que se presentaron en todo el desarrollo del trabajo y con su ayuda pude salir adelante.

Al M.I. Rogelio Gutiérrez Carrillo, quien me ayudo a lo largo de mi trabajo de investigación, y me impulso a salir adelante en momentos complicados.

Al Técnico y amigo Emilio Cruz Guevara, por el empeño puesto y acertados consejos que me permitieron salir adelante en la toma de decisiones importantes, al transmitir su experiencia a lo largo del proyecto.

Por ultimo pero no menos importante, a la máxima casa de estudios UNAM y a la Facultad de Ingeniería, que sin su gran organización y dedicación, no sería posible la culminación de éste proyecto.

ÍNDICE

	Dedicatoria	
	Agradecimientos	
	Objetivo	
	Introducción	
CAPÍTULO 1	1. Antecedentes del Motor Stirling.	Pág.
	1.1 Nacimiento del motor Stirling.	2
	1.2 Patente de Robert Stirling.	2
	1.3 Operación del primer diseño de Robert Stirling.	3
	1.4 Innovaciones al motor Stirling patentado.	4
	1.5 Aplicación del motor Stirling a mediados del siglo XVIII.	6
	1.6 Fabricantes de motores Stirling de la época.	7
	1.7 Motor Robinson.	7
	1.8 Motor Lehman.	8
	1.9 Motor Rider.	8
	1.10 La Philips y el motor Stirling.	10
	1.11 Renombrando al motor aire.	10
	1.12 Renacimiento del motor Stirling.	10
	1.13 Mecanismo Rómbico.	12
	1.14 Henry Ford II visita los laboratorios de la Philips.	12
	1.15 Aportación de General Motor al motor Stirling.	13
	1.16 Motor Stirling de pistón libre Beale.	13
	1.17 El motor Stirling y su impacto en la industria.	13
	1.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING.	
	1.2.1 Funcionamiento del motor Stirling.	14
	1.2.2 Funcionamiento del motor Stirling con presión atmosférica.	15
	1.2.3 Ciclo del motor Stirling.	15
	1. 3 TIPOS DE MOTORES STIRLING.	

1.3.1	Motor tipo alfa.	18
1.3.2	Motor tipo beta.	19
1.3.3	Motor tipo gamma.	19
1.4 Justificación de su uso.		
1.4.1	El motor Stirling como fuente de energía alternativa.	20
1.4.2	Maquina térmica como opción para controlar emisiones de CO ₂ .	20
1.4.3	Estudio de motores Stirling en nuestro país.	21
CAPÍTULO 2	2. MOTOR STIRLING TIPO ALFA.	
2.1 PARTES FUNDAMENTALES DE UN MOTOR STIRLING TIPO ALFA.		
2.1.1	Zona de calentamiento.	23
2.1.2	Zona de enfriamiento.	24
2.1.3	Refrigeración por aire.	24
2.1.4	Refrigeración por agua.	24
2.1.5	Aletas.	25
2.1.6	Regenerador.	25
2.2 Componentes del motor Stirling tipo Alfa.		
2.2.1	Cilindro de trabajo.	26
2.2.2	Pistón.	26
2.2.3	Anillos de pistón.	28
2.2.4	Volante de inercia.	29
2.2.5	Cigüeñal.	29
2.2.6	Biela.	30
2.2.7	Mecanismos de conversión de movimiento.	31
2.3 Parámetros que impedir que funcione correctamente el motor.		
2.3.1	Transferencia de calor en los cilindros.	32
2.3.2	Transferencia de calor en el regenerador.	33
2.3.3	Consideraciones de los espacios muertos.	33

	2.3.4 Sellado en los pistones.	34
	2.3.5 Fugas de fluido de trabajo.	35
	2.3.6 Fluido de trabajo.	36
	2.3.7 Lubricación.	37
	2.4 Ciclo de Carnot	
	2.4.1 Comparación ciclo Stirling y ciclo de Carnot.	38
	2.4.2 Ventajas de un motor Stirling tipo Alfa.	39
	2.4.3 Desventajas de un motor Stirling tipo Alfa.	40
CAPÍTULO 3	3. DISEÑO A DETALLE DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.	41
	3.1 Análisis termodinámico.	
	3.1.1 Consideraciones de diseño.	42
	3.1.2 Volumen de trabajo.	43
	3.1.3 Análisis del ciclo ideal Stirling.	45
	3.1.4 Trabajo neto del ciclo.	50
	3.1.5 Eficiencia térmica.	50
	3.1.6 Potencia del motor.	50
	3.1.7 Espesor de pared.	51
	3.2 Análisis de transferencia de calor.	
	3.2.1 Sistema de resistencias de material.	53
	3.2.2 Flujo de calor con conducción.	55
	Transferencia de calor en el foco frío.	
	3.2.5 Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada.	56
	3.2.6 Transferencia de calor del sistema aletado.	58
	3.2.7 transferencia sin aletas.	60
	Transferencia en de calor foco caliente.	
	3.2.8 Transferencias de calor del exterior al interior del foco.	61
	3.2.9 Velocidad estable de transferencia de calor a través de la pared.	62

	3.3 Análisis Cinemático.	
	3.3.1 Cadena cinemática de los pistones.	62
	3.1.2 Cadena cinemática considerando el centro de masa de la biela.	70
	3.1.3 Análisis del momento dinámico.	77
	3.1.4 Momento estático del sistema.	80
	3.1.5 Volante de inercia.	82
	3.1.6 Volumen de la cámara con respecto al giro de la manivela.	83
	3.1.7 Presión de la cámara con respecto al giro de la manivela.	83
	3.1.8 Fuerza del pistón.	84
	3.1.9 Torque del mecanismo.	84
CAPÍTULO 4	4. DISEÑO CAE Y CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR.	
	4.1 Cilindro del Foco Frio.	89
	4.1.1Diseño CAD.	89
	4.1.2 Construcción de diseño.	90
	4.2 Cilindro del foco caliente.	92
	4.2.1 Diseño CAD.	92
	4.2.2 Construcción de diseño.	92
	4.3 Camisas para Cilindros.	93
	4.3.1 Diseño CAD.	93
	4.3.2 Construcción de diseño.	94
	4.4 Ajuste por dilatación térmica.	96
	4.4.1 Proceso de ensamble de camisa.	97
	4.5 Pistones.	97
	4.5.1 Diseño CAD.	97
	4.5.2 Construcción de diseño.	98
	4.5.3 Anillos de acero.	99
	4.5.4 Anillos de teflón.	100

4.5.5 Anillos de bronce.	100
4.6 Bielas.	101
4.6.1 Diseño CAD.	101
4.6.2 Construcción de diseño.	102
4.7 Cigüeñal.	103
4.7.1 Diseño CAD.	103
4.7.2 Construcción de diseño.	102
4.8 Volante de inercia.	106
4.8.1 Diseño CAD.	106
4.8.2 Construcción de diseño.	106
4.9 Bulón.	107
4.9.1 Diseño CAD.	107
4.9.2 Construcción de diseño.	108
4.10 Base para cilindros.	108
4.10.1 Diseño CAD.	108
4.10.2 Construcción de diseño.	109
4.11 Base para motor.	110
4.11.1 Diseño CAE.	110
4.11.2 Construcción de diseño.	111
4.12 Regenerador.	112
4.12.1 Diseño CAD.	112
4.12.2 Construcción de diseño.	113
4.12.3 Tubería de conexión.	113
4.13 Ensamble del motor.	114
4.13.1 Ensamble de conexión.	114
4.13.2 Pistón del foco frío.	115
4.13.3 Pistón del foco caliente.	115

	4.13.4 Ensamble del cigüeñal con volante de inercia.	116
	4.13.5 Despiece del motor.	116
	4.13.6 Motor ensamblado.	117
CAPÍTULO 5	5. PRUEBAS CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	
	5.1 PRUEBAS.	119
	5.1.1 Pruebas de movimiento.	119
	5.1.2 Pruebas de sellado.	119
	5.1.3 Pruebas de operación.	121
	5.2 CONCLUSIONES.	122
	5.3 RECOMENDACIONES.	124
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.	126

OBJETIVO GENERAL.

Diseñar y construir un prototipo de motor Stirling tipo alfa, de alta presión de trabajo, para generar 1 KW de energía.

OBJETIVOS ESPECIFICOS.

- Obtener un análisis termodinámico del motor Stirling.
 - Realizar un análisis cinemático para tener balanceo dinámico y estático de los elementos mecánicos.
 - Realizar un análisis de transferencia de calor del sistema.
 - Diseñar y Construir los elementos que componen el motor Stirling tipo alfa.
-

Introducción

Este trabajo trata sobre el diseño, construcción y pruebas de un motor Stirling tipo alfa, la idea surge por la necesidad de contar con fuentes alternas de energía para cubrir las necesidades de zonas rurales marginadas, que requieren fuentes generadoras de energía eléctrica de bajo costo de operación, en éste sentido el motor Stirling o motor de aire, es una de las grandes alternativas para solventar dichas necesidades, las características con las que cuenta el motor, son suficientes para realizar un estudio a detalle de su funcionamiento.

El siguiente trabajo contribuye en el acercamiento a un primer prototipo de motor Stirling, siendo las bases de diseño y manufactura, que proveerán información necesaria para desarrollar futuros trabajos relacionados con el rediseño del mismo.

En el primer capítulo del trabajo se presentan los antecedentes y configuraciones del motor Stirling, su principio de funcionamiento y la evolución del motor a través del tiempo.

Conociendo las diferentes configuraciones del motor Stirling, el segundo capítulo se enfoca en el motor tipo alfa, se explican las características con las que cuenta éste diseño y se detallan sus componentes.

En tercer capítulo se explican los criterios que se consideraron para realiza los análisis matemáticos, esto permitirá justificar todos los cálculos que fueron necesarios para diseñar cada elemento que conforma el prototipo diseñado, así como la elección de los materiales para su construcción.

El cuarto capítulo muestra el diseño a detalle de todos los elementos que conforman el prototipo, así como también los métodos que se utilizaron en la construcción de cada uno ellos, resaltando aquellos métodos que sirven como aportaciones para el seguimiento de éste proyecto.

Finalmente en el quinto capítulo se explican las pruebas realizadas al prototipo y los resultados obtenidos. Se realiza una serie de conclusiones sobre la tesis y por último se hace un listado de recomendaciones que servirán como antecedente para el rediseño del motor.

NACIMIENTO DEL MOTOR STIRLING ⁽¹⁴⁾

El motor Stirling fue inventado en 1816 por el reverendo Robert Stirling ministro escocés, a los 26 años de edad.

Las capacidades mecánicas de Robert Stirling eran naturales ya que proviene de una familia de prominentes ingenieros, su abuelo Michael Stirling, inventó la primera máquina trilladora rotatoria en 1756, y su hermano James era un ingeniero civil muy conocido.

Otros motores de aire se habían ideado antes del diseño de Stirling, como el realizado por George Caley en 1807, también se tiene conocimiento de dispositivos llamados motores de aire desde 1699, lo más importante del diseño de Stirling es el empleo del regenerador, el cual adquirió mucha importancia ya que precedió al nacimiento de la termodinámica y a los escritos de Sadi Carnot.

Algunos historiadores concuerdan en que la razón que llevó al reverendo Stirling a la construcción de tal dispositivo fue la preocupación que tenía por los obreros de su parroquia, puesto que las máquinas de vapor, utilizadas en esa época, eran muy peligrosas, ya que no se contaba con materiales resistentes para la construcción de las calderas y estallaban con frecuencia, causando serias lesiones y muchas veces hasta la muerte.

Debido a dicha situación, el reverendo Stirling diseñó y construyó una máquina más segura (y más eficiente) como alternativa al uso de la máquina de vapor, logrando de esta manera salvar vidas y mejorar las condiciones laborales de los obreros de esa época.

PATENTE DE ROBERT STIRLING ⁽¹⁴⁾

La patente que registro Robert Stirling en 1816 se titulaba “mejoras para disminuir el consumo de combustible, y en particular, una máquina capaz de ser aplicada al movimiento de la maquinaria basada en un principio enteramente nuevo”. La patente se ocupa en gran parte del principio del regenerador, se dice que Stirling propuso el término de “economizador”, pero el término “regenerador” que introdujo John Ericsson fue más popular en esa época.

Stirling no sólo describió la construcción y el uso del regenerador, también previó sus primeras aplicaciones: fabricación de vidrio, procesos de elaboración de cerveza y destilación. Además, incluyó la descripción del primer motor de ciclo cerrado que funcionaba con aire caliente, en el cual el volumen del gas es periódicamente alternado por medio de uno o más pistones, y un regenerador es utilizado durante transferencias sucesivas del fluido de trabajo entre dos espacios a diferentes temperaturas.

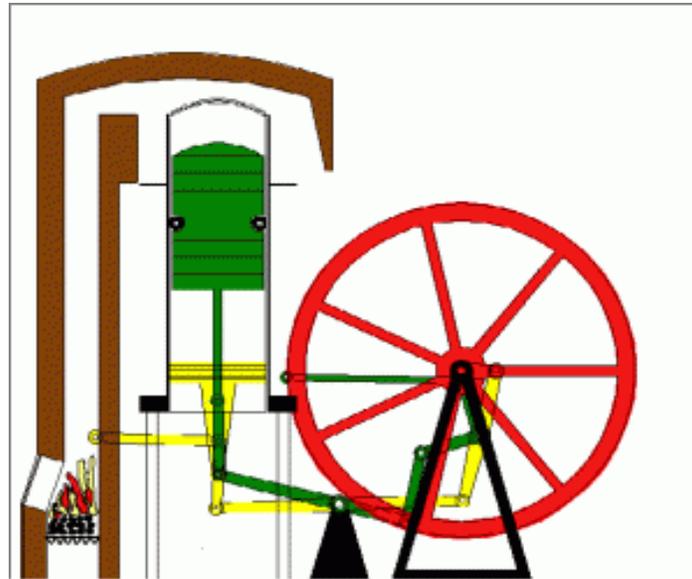


Figura 1.1 Diseño del primer motor Stirling.
Fuente: www.moebius-bcn.com motor Stirling.

OPERACIÓN DEL PRIMER DISEÑO DE ROBERT STIRLING ⁽¹⁰⁾

La operación del motor es la siguiente: El fluido de trabajo es confinado en un cilindro vertical de 10 pies de altura. Este volumen de fluido es variado por la acción de un pistón de 2 pies de diámetro, operaba por medio de un mecanismo similar al de otras máquinas de vapor de aquella época, utilizando una viga oscilante movida por un cigüeñal, y un volante de inercia de 8 pies de diámetro, montado sobre éste. El pistón era accionado por medio de un eslabón de movimiento, colocado de manera que la temperatura del pistón de trabajo se mantuviese a un valor bajo. El fluido de trabajo del cilindro estaba dividido en 2 partes por medio de un desplazador, quedando una parte caliente y la otra parte fría. La parte superior se mantenía caliente debido a los productos de la combustión de una caldera, cuyos gases pasaban por un ducto que rodeaba a la zona caliente mientras la parte inferior se mantenía fría.

El desplazador, colocado en un cilindro hueco hecho a base de láminas de acero, de un diámetro menor al del cilindro en el que se alojaba, tenía el regenerador montado en un angosto espacio anular a los largo de la superficie cilíndrica, y estaba provisto de unas pequeñas ruedas que lo mantenían en el centro. Éste regenerador no era más que un cable delgado enrollado a lo largo del desplazador en forma espiral que ocupaba todo el espacio anular. A pesar de que no se tienen datos confiables acerca de la potencia de la máquina, se estima que éste entregaba alrededor de 2 HP.

En una de las primeras conferencias científicas sobre motores de aire caliente dada por Michael Faraday, tuvo que confesar que no podía explicar cómo funcionaban estos motores en su totalidad. La descripción teórica sugirió 30 años después.

A mediados del siglo XIX gran parte de la comunidad científica sostenía la errónea teoría “calórica” del calor. Bajo esta teoría, el motor de Stirling era considerado como una posible máquina de movimiento perpetuo, y gran parte de las primeras investigaciones fueron hechas con la intención de perfeccionar tal máquina. Incluso, de acuerdo a la termodinámica moderna, el ciclo Stirling es teóricamente tan eficiente como podría ser la máquina de Carnot, en cualquier rango de temperatura dado.

Con la patente de Stirling se construyó un motor para el bombeo de agua en una mina de Ayrshire, Escocia, en 1818. Dicho motor tenía las mismas dimensiones de la patente original.

Una de las principales preocupaciones de Stirling era que la máquina operaba a altas temperaturas y los materiales disponibles en ese entonces, como hierro fundido, era poco resistente a temperaturas muy altas. Robert Stirling comentó que de haber estado disponible el acero de Bessemer, su éxito habría sido total.

INNOVACIONES AL MOTOR STIRLING PATENTADO ⁽¹⁰⁾

Aunque el primer motor tuvo éxito, Stirling reconoció que no tenía la suficiente potencia para satisfacer las demandas energéticas de su época. En 1824 James su hermano menor le sugirió elevar la presión en la máquina como una forma de obtener mayor potencia.

Entre 1824 y 1840, los hermanos Stirling trabajaron en forma conjunta llevando a cabo diversas innovaciones al diseño original. Entre las principales modificaciones se encuentra el uso de un nivel de presión, el cual incremento considerablemente la eficiencia.

Otra innovación de la cual se duda, es la construcción de una máquina gemela, es decir, una máquina de pistón de doble acción y cilindros desplazadores separados, como el mostrado en la figura 1.2

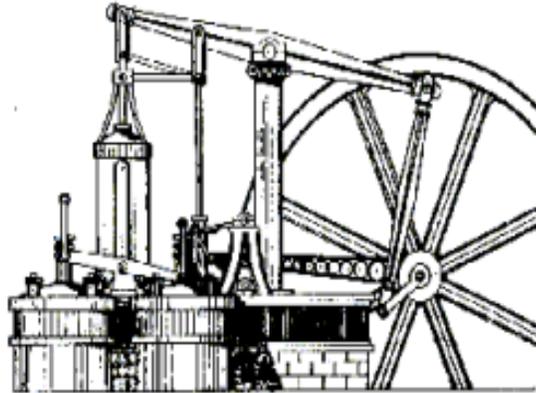


Figura 1.2 Máquina de pistón de doble efecto.
Fuente: www.biblio-sepi.esimez.ipn.mx/.../

Stirling observó que su máquina funcionaba mejor sin enfriamiento al arranque, pero la eficiencia tendía a bajar a medida que las etapas de los cilindros desplazadores se calentaban. Esto origino el uso de un enfriador separado; el regenerador estacionario permitía la provisión de un enfriador eficiente en el espacio frío, con agua circulando a su alrededor. Un modelo basado en éste principio fue construido en 1840 y se muestra en la figura 1.3

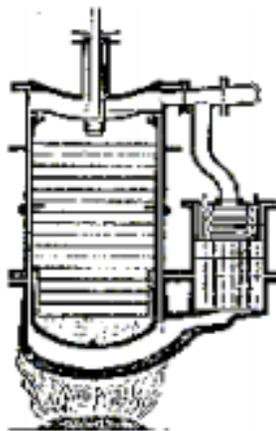


Figura 1.3 Mejoras al motor de doble-efecto en 1840.
Fuente: www.biblio-sepi.esimez.ipn.mx/.../

En éste modelo el cilindro era más largo para evitar que se calentaran las tapas y había un dispositivo donde se colocó el regenerador y el enfriador fuera del cilindro.

En 1843, los hermanos Stirling convirtieron una máquina de vapor en la fundición Dundee para que operara de acuerdo a su principio, ésta máquina tuvo una potencia de salida de 37 HP, con una presión interna variable de 160 a 240 lb/in². El motor de aire consumía menos carbón y era mucho más segura debido a que la caldera no estaba sujeta a explosión, los resultados fueron satisfactorios con el inconveniente de que las porciones calientes se quemaban después de 6 a 7 meses de uso. Las máquinas de vapor no tenían éste problema ya que operaban a temperaturas más bajas y las presión interna podía ser aumentada de manera tal que no alcanzara la temperatura límite de los materiales disponibles en esa época, esto no quiere decir que no había explosiones peligrosas en éste tipo de dispositivos, de hecho sucedían con frecuencia pero al menos la temperatura de los metales se podía controlar, lo cual no era posible hacer en el motor Stirling.

Todos estos modelos no tuvieron gran éxito económico a pesar de que la potencia y eficiencia eran mayores que en las máquinas de vapor de aquella época. La razón principal fue el poco conocimiento en materiales resistentes al calor, lo que trajo como consecuencia que fácilmente se quemaran los cilindros. Con el descubrimiento de Bessemer de un proceso de producción de acero de calidad en serie, las máquinas de vapor llegaron a ser de mayor potencia y mucho más seguras de funcionar, por tal motivo, la mayoría de las máquinas fueron rediseñadas a máquinas de vapor.

APLICACIÓN DEL MOTOR STIRLING A MEDIADOS DEL SIGLO XVIII ⁽¹³⁾

A partir de 1860 y hasta la primera guerra mundial, una gran cantidad de motores que operaban con el principio de Stirling, además del diseño de Ericsson, fueron construidos en los estados unidos, Inglaterra y gran parte de Europa. La potencia de salida se extendió de una fracción de HP a varios HP. Estos motores fueron utilizados en el bombeo de agua, irrigación, uso doméstico, bombeo de aire, imprentas y máquinas de costura. Para ésta época, estos motores habían mejorado y eran más confiables al ser utilizados en la industria metalúrgica. No se requería de un ingeniero para que operaran estas máquinas, por lo tanto las máquinas de vapor se fueron haciendo obsoletas.

Al construir los motores omitieron el regenerador y no los presurizaban, por consiguiente la potencia y la eficiencia eran bajas con respecto al tamaño, sin embargo fueron muy útiles, tanto por su seguridad como por su potencia, que aunque era baja satisfacía muy bien la demanda de la época.

FABRICANTES DE MOTORES STIRLING DE LA EPOCA. ⁽¹⁰⁾

Algunos de los mejores fabricantes americanos de máquinas Stirling y Ericsson durante éste periodo fueron: Essex, Bremen, Duplex Vacuum y Lake Breeze, entre muchas otra compañías reconocidas.

Essex, diseñó un gran número de configuraciones interesantes, incluyendo un motor horizontal muy extenso y un extractor de aire para cocinar que utilizaba un pistón combinado muy inusual y un casquillo caliente.



Figura 1.4 Motor horizontal Essex

Fuente: www.google.com.mx imagen "motor Essex"

Lake Breeze, construyó un gran número de ventiladores, empleando el principio Stirling; éstos fueron muy populares en áreas rurales antes de que fueran electrificadas, ya que una lámpara de alcohol era suficiente para hacer funcionar el ventilador.

MOTOR ROBINSON

Un diseño muy interesante en ese tiempo, se conoce como motor Robinson, su particularidad fue que tenía el pistón de trabajo y el desplazador en cilindros separados y colocados a 90° uno con respecto del otro (el diseño original de Stirling tenía el pistón de trabajo y el desplazador en el mismo cilindro), además fue de los pocos motores que todavía emplearon el regenerador.

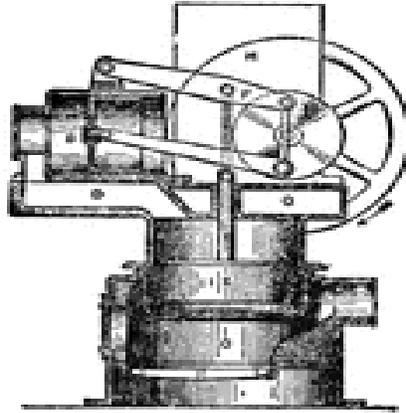


Figura 1.5 Motor Robinson

Fuente: http://etc.usf.edu/clipart/26700/26704/rob_stir_eng.htm

MOTOR LEHMAN

Uno de los motores Stirling más populares fue el construido por Lehmann (fue a éste motor al que se le hizo el primer análisis termodinámico). Esta máquina era muy similar a la versión patentada por Stirling en 1816.

Los catálogos de manufactura de aquella época, algunos de ellos se han vuelto a reimprimir, muestran que estos motores eran simples, confiables y podían funcionar todo el día sin supervisión.

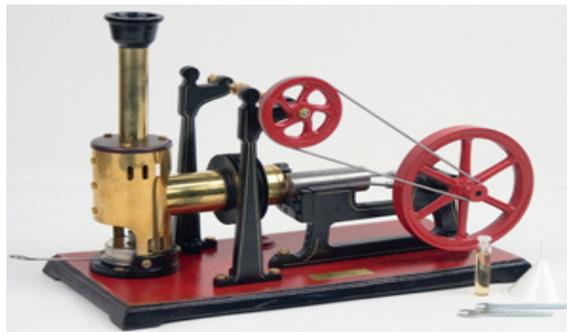


Figura 1.6 Motor Lehman

Fuente: <http://www.ministeam.com/acatalog/Blechspielzeug.html>

MOTOR RIDER

El Rider, desarrollado por A. K. Rider, de Philadelphia, en 1876. Utilizaba dos pistones de trabajo para mover el fluido en vez de emplear un pistón de trabajo y un desplazador. Uno de los pistones fue colocado en el cilindro caliente y el otro en el cilindro de enfriamiento, ambos cilindros estaban conectados por medio de un cilindro hueco en el cual había un regenerador construido con finas placas de hierro espaciadas y cerradas. Los dos pistones estaban en un

ángulo de 90°; es decir cuando un pistón estaba en la parte superior del cilindro, el otro estaba a la mitad del recorrido.



Figura 1.7 Motor Rider

Fuente: <http://www.teploysila.es/motoresstirling.htm>

Se cree que el motor Rider, fue la base para la invención del motor de doble pistón propuesto por Rinia en 1947, lo cual fue un gran acontecimiento en su momento, pero aunque fueron muy novedosos cada uno en su época, ni el motor Rider ni el motor Rinia eran nuevos, ya que ambos fueron reinventados del motor de aire caliente patentado por Robert Stirling.

La primera persona que usó esta ingeniosa y sutil versión del ciclo Stirling con dos pistones de trabajo, fue Charles Franchot en 1853. Su motor de dos pistones de trabajo se describió en un fascinante artículo de Babcock, titulado “sustituto para el vapor” impreso en 1885.

La misma idea aparece concebida en un motor patentado por el ingeniero alemán-americano William Siemens en 1860. Éste motor es conceptualmente idéntico al motor que inventaría Rinia 85 años después. Al igual que el motor de Rinia, el de Siemens era un motor Stirling de doble pistón, con una placa oscilante como mecanismo de transmisión.

Éste es el mismo motor en el cual se realizaron la mayoría de las investigaciones encaminadas a desarrollar un motor Stirling para automóvil. El aprecio de Babcock en 1885 por este tipo de motores, al que se refería como motor de compresión, era muy grande, y de él comentó lo siguiente:

“... ninguna otra forma de motor de aire ofrece tantas ventajas, pero también tiene sus dificultades muy peculiares, (es más eficiente pero es menos potente) Si estas dificultades llegaran a ser superadas, es muy probable que pueda convertirse en el motor de aire del futuro...”

A finales del siglo XIX, los motores eléctricos y de gasolina fueron desarrollados; y debido a su mayor potencia para un tamaño dado, comenzaron a sustituir a los motores Stirling, posteriormente la máquina Stirling sólo se utilizaba para determinados trabajos como accionar ventiladores o el bombeo de agua.

LA PHILIPS Y EL MOTOR STIRLING ⁽¹⁴⁾

Un grupo de ingenieros que visitaban la exposición de maquinaria de 1937 en Múnich, se sorprendieron al ver un pequeño motor silencioso de un cilindro, movido por una lámpara de alcohol. A su regreso a Holanda, empezaron a investigar sobre aquel motor y hallaron que poco se sabía sobre los motores de aire caliente. Poco antes de la segunda guerra mundial, en los laboratorios de la Philips Physical Research en Eindhoven, Holanda, se retomó el tema de los motores de ciclo Stirling, iniciando un estudio detallado acerca de su funcionamiento y construyendo varios prototipos basados en descripciones y dibujos de libros antiguos.

REENOMBRANDO AL MOTOR DE AIRE ⁽¹⁰⁾

Los ingenieros de la Philips, comenzaron sus investigaciones sobre motores de ciclo Stirling, observaron que el nombre era muy general, el motor simplemente era conocido como motor de aire, en ese entonces muchos eran los motores conocidos bajo éste nombre, pero que no seguían el principio de Stirling, ahí radica su generalidad y su particularidad en el hecho que el motor funcionaba con aire caliente, de ahí el nombre, pero si se quita el aire como fluido de trabajo y se emplea otro tipo de gas (por ejemplo helio o hidrogeno), dejaría de ser un motor de aire caliente. El Dr. Rolf J. Meijer encargado en ese momento del proyecto, propuso darle el nombre de “motor Stirling” en honor a su inventor.

RENACIMIENTO DEL MOTOR STIRLING ⁽⁷⁾

A principios de la segunda guerra mundial ya habían conseguido superar todos los diseños anteriores y, bajo la dirección de Rinia y Köhler, se hizo un programa intensivo para determinar científicamente los alcances de sus innovaciones. En los primeros modelos construidos, que eran una copia de los diseños encontrados en los pocos libros que hacían referencia del tema, la eficiencia térmica conseguida era tan solo del 1% y el peso por HP era superior a los 100 kilogramos; en cambio, ya comenzada la guerra, sus prototipos habían superado el 10% en

eficiencia térmica y el peso por HP se había reducido a menos de 10 kilogramos. Éste proceso sustancial justificaba a continuarlo, realizándose en secreto debido a la ocupación alemana en Holanda.

Los ingenieros y técnicos de la Philips siguieron trabajando en el motor Stirling, con la seguridad de conseguir un motor superior a los motores de explosión basados en los ciclos Otto (motor común en los automóviles) y Diésel. Para 1942 ya habían logrado su objetivo los alemanes, al tener conocimiento de que en los laboratorios de la Philips se trabajaba en secreto sobre un nuevo motor de aire caliente, confiscaron unos tanques creyendo que contenían algún nuevo combustible y, para su sorpresa, solo encontraron que llevaban aire desecado.

Al término de la segunda guerra mundial, ya habían sido probados un gran número de prototipos exitosos. Para 1946, se publicaron en la Philips Technical Review una serie de tres artículos clásicos anunciando al mundo el renacimiento del motor Stirling, en ellos se argumentaba que para una misma potencia el volumen barrido se había reducido en un factor de 125 y el peso en un factor de 50, con respecto a los modelos anteriores.

Philips describió dos tipos de motores Stirling en sus primeras publicaciones, uno fue el de pistón-desplazador, que era una copia del diseño original de la patente de 1816, y el otro fue el de doble pistón diseñado por H. Rinia, quien fue uno de los directores del programa Stirling de la Philips; los dos motores usaban aire como fluido de trabajo.

Muchas pruebas fueron realizadas en éste periodo, pero una prueba en particular que entusiasmó mucho a los ingenieros de la Philips, fue la que hicieron en los canales holandeses al colocar un motor Stirling de 2 ½ HP en un bote de remo; el motor no era más grande que una botella de medio galón, por lo cual lograron fácilmente cubrirlo con una caja de cartón. El bote motorizado recorrió 50 millas alrededor de los canales de Holanda, a una velocidad de 80 millas por una hora aproximadamente. ⁽¹³⁾

MECANISMO ROMBICO ⁽¹⁰⁾

El diseño de doble pistón propuesto por Rinia, que era la principal esperanza para los motores de alto poder, presentaba serios problemas en el sellado, por lo tanto se vieron en la necesidad de inventar un nuevo tipo de mecanismo.

Fue entonces cuando se ideó el mecanismo “róbico” que permite el arreglo pistón-desplazador sin la necesidad de una caja de cigüeñal presurizada. Por otro lado, las dimensiones y los pesos de las partes reciprocantes del mecanismo pueden seleccionarse para un buen balance aun en motores monocilíndricos.



Figura 1.8 Mecanismo Róbico

Fuente: <http://www.teploysila.es/motoresstirling.htm>

Con la introducción del mecanismo róbico, la Philips cambió el aire como fluido de trabajo, por hidrógeno y helio. Estos gases proporcionan más energía y una mejor eficiencia, reduciendo pérdidas del flujo y mejorando la transferencia de calor, aunque al usar estos gases tenían el problema de sellado.

HENRY FORD II VISITA LOS LABORATORIOS DE PHILIPS ⁽¹⁰⁾

En 1948 Henry Ford II visitó los laboratorios de Philips y quedó muy impresionado ante las posibilidades del nuevo motor. Para 1950 la Ford Motors Co. Ya tenía varios prototipos cuyo funcionamiento se mostró a especialistas europeos y americanos; dicha presentación consistió en un motor Stirling de 40 HP y de un cilindro, una eficiencia térmica del 38% superior a cualquiera

de motor de gasolina y tan alta como la del mejor motor Diésel (en el motor de automóvil común la eficiencia térmica es de 20%).

APORTACION DE GENERAL MOTORS AL MOTOR STIRLING ⁽¹⁴⁾

La General Motors también contribuyó en gran parte al desarrollo de los motores Stirling, al obtener una licencia de la Philips para continuar las investigaciones. Su principal interés era la explotación militar, espacial y submarina del motor Stirling; para ello, continuo su desarrollo y consiguió grandes progresos en problemas aun no resueltos para la fabricación industrial del motor (como el de los sellos herméticos del cigüeñal a las altas presiones). La General Motors produjo motores que operaban hasta 5000 revoluciones por minuto y 38 % de eficiencia, y en 1965 un prototipo movido por energía solar que podía funcionar en el vacío.

MOTOR STIRLING DE PISTÓN LIBRE BEALE

En 1969 un profesor de ingeniería mecánica, William Beale, investigador independiente de la universidad de Ohio, observó que el mecanismo podía funcionar en un diseño que no requería de cigüeñal, llevándolo a la invención del motor Stirling de “pistón libre tipo Beale”, con solo dos partes móviles; éste diseño resulta ideal para acoplarlo a una bomba reciprocante o a un generador eléctrico lineal. Los laboratorios de Harwell de energía atómica en Inglaterra trabajaron en el perfeccionamiento y adaptación del motor Beale para utilizarlo como energía nuclear, a la par que desarrollaban aleaciones más económicas para su fabricación.

EL MOTOR STIRLING Y SU IMPACTO EN LA INDUSTRIA ⁽⁷⁾

En 1972, 24 años después de la visita de Henry Ford II a Holanda, la Ford Motors Co., anuncia un convenio con la Philips para producir un motor de automóvil, el cual, resuelve el problema de las emisiones indeseables de escape y los altos costos de la gasolina. En 1976 se reveló al público el primer motor Stirling instalado en un Ford Torino. Mientras la Ford perfeccionaba el motor Stirling de automóvil, la United Stirling de Suecia ofrece un motor de v4, ideal para casas-remolque y sistemas de clima artificial. Por otra parte, William Beale funda la sub Power Inc., que se prepara para producir electricidad con el aprovechamiento de la luz solar y su motor de pistón libre, en tanto que la NASA (National Aeronautics Space Administration) ensaya con los motores desarrollados por la General Motors y, en Harwell, Inglaterra demuestran cómo funciona una boya marítima basada en el Stirling de pistón libre atómico

CAPÍTULO 1

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING

1.1 FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING ⁽⁵⁾

El funcionamiento del motor Stirling se basa en el aprovechamiento de los cambios volumétricos del fluido de trabajo dentro de una cámara sellada, 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.

El motor Stirling es un ciclo cerrado, que contiene una masa fija de gas llamado “fluido de trabajo”, comúnmente aire, hidrógeno o helio, estos gases proporcionan más energía y mejor eficiencia del motor a altas presiones. En funcionamiento el motor está sellado y no requiere válvulas, a diferencia de otro tipo de motores de pistón, el motor Stirling, al igual que la mayoría de los motores de calor, funciona a través de cuatro procesos principales: enfriamiento, compresión, calentamiento y expansión. Esto se logra moviendo el gas de ida y vuelta entre la zona fría y zona caliente, a menudo con un regenerador entre el calentador y el enfriador.

El intercambiador de la zona caliente está en contacto térmico con una fuente de calor externa, y el intercambiador de la zona fría está en contacto térmico con un disipador de calor externo, como las aletas de aire. Un cambio en la temperatura del gas provocará un cambio correspondiente en la presión del gas, mientras que el movimiento del pistón hace que el gas se expanda y comprima alternativamente.

Cuando el gas se calienta, en una cámara sellada, la presión aumenta y esto actúa entonces sobre la potencia del pistón para producir una carrera de trabajo, cuando el gas se enfría sufre una caída de presión y esto significa que el pistón necesita un menor esfuerzo para comprimir el gas en la carrera de retorno, por lo que se obtiene una potencia de salida neta.

FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING CON PRESION ATMOSFÉRICA ⁽²⁾

Cuando un lado del pistón está abierto a la atmósfera, la operación es ligeramente diferente. A medida que el volumen sellado del gas entra en contacto con la zona caliente, se expande, haciendo trabajo tanto en el pistón y en la atmosfera. Cuando el gas entra en contacto con la zona fría, su presión cae por debajo de la presión atmosférica y la atmósfera empuja el pistón y realiza trabajo sobre el gas.

CICLO DEL MOTOR STIRLING

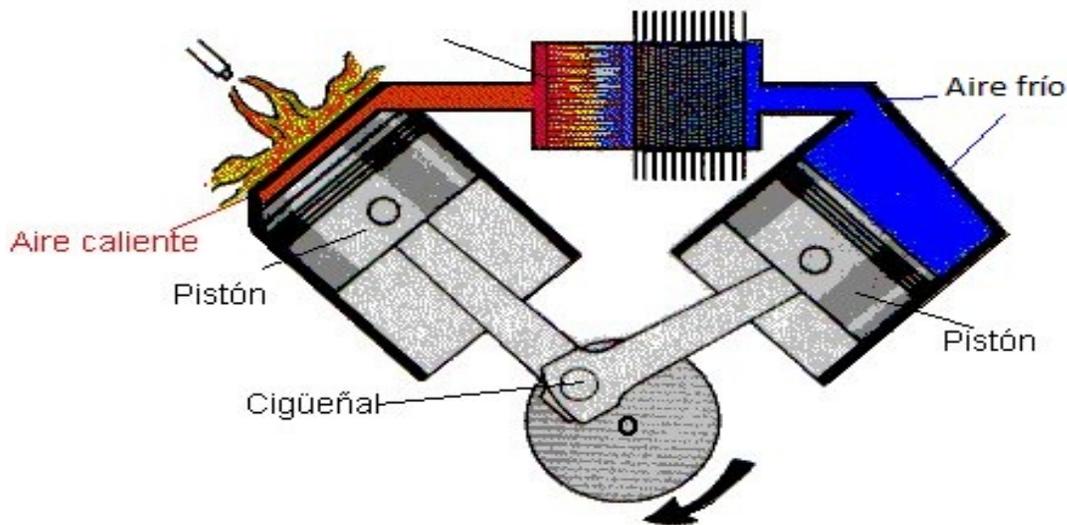


Figura 1.9 Funcionamiento del motor Stirling
Fuente: <http://members.tripod.de/peterfette/howdo.htm>

El motor Stirling utiliza la diferencia de temperatura entre su zona caliente y zona fría para establecer un ciclo de una masa fija de gas, se calienta y expande, se enfría y comprime, por lo tanto ocurre la conversión de energía térmica en energía mecánica. Cuanto mayor sea la diferencia de temperatura entre las fuentes caliente y fría, mayor es la eficiencia térmica.

La eficiencia teórica máxima es equivalente a la del ciclo de Carnot, sin embargo, la eficiencia de los motores reales es menor que éste valor debido a la fricción y otras pérdidas.

Calentamiento del aire → aumento de presión

Enfriamiento del aire → disminución de presión

A continuación se mostrará el principio de funcionamiento del motor Stirling:

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

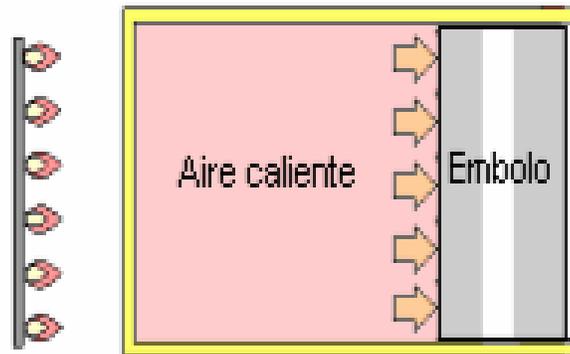


Fig.1.10 Calentamiento de aire dentro de un cilindro. ⁽¹⁾

2. Si el 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.

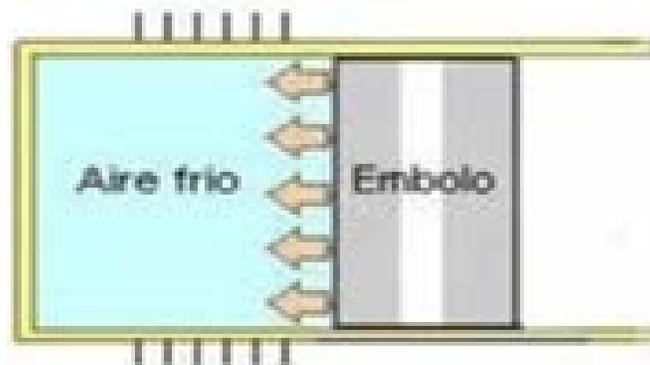


Fig.1.11 Enfriamiento de aire dentro de un cilindro. ⁽¹⁾

3. Si el proceso del estado 1 se repite, pero ahora uniendo el embolo a un volante. El incremento de la presión forzara al embolo a moverse ocasionando el giro del volante, con lo cual se consigue que el “cambio volumétrico” se transforme en movimiento.

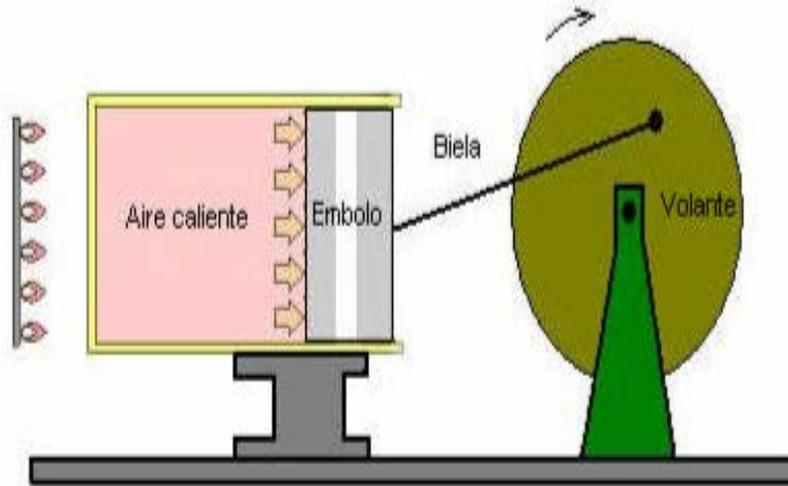


Fig.1.12 Conversión de la expansión del gas en movimiento. ⁽¹⁾

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

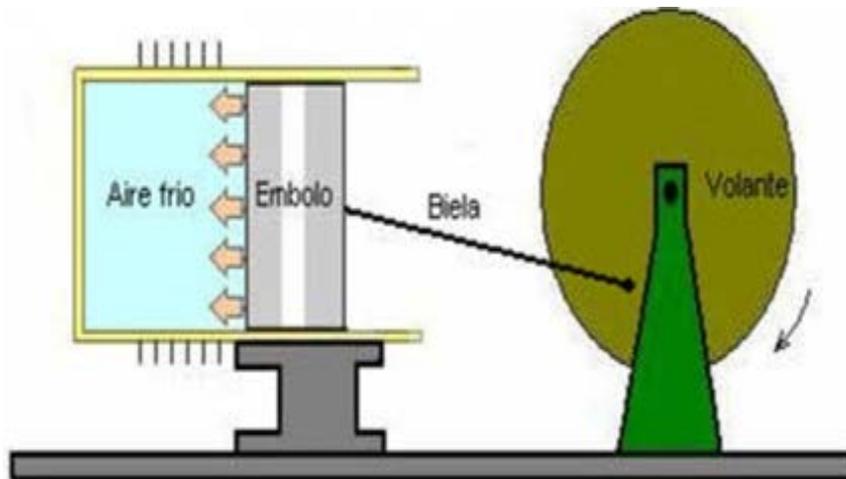


Fig.1.13 Conversión de la compresión del gas en movimiento. ⁽¹⁾

En estos motores existe una cantidad fija de gas en el interior, que no varía, si se produjese por cualquier causa su variación, el circuito no funcionaría por pérdida de compresión por lo tanto de energía. ⁽¹⁾

1.2 CONFIGURACIÓN DE MOTORES STIRLING ⁽²⁾

El motor Stirling ha ido evolucionando gracias a la versatilidad de las fuentes de energía utilizables para su funcionamiento, como: la energía solar, uso de biomasa, energía geotérmica, etc.

Básicamente el motor Stirling se clasifica en 3 tipos:

- Tipo Alfa
- Tipo Beta
- Tipo Gamma

MOTOR TIPO ALFA

Estos motores no utilizan desplazador, pero desde el punto de vista termodinámico el funcionamiento es similar. Fue diseñado por Rider en Estados Unidos, consta de dos cilindros independientes, conectados por un tubo en el que se sitúa el regenerador que almacena y cede el calor.

En cada uno de los cilindros hay un pistón que se mueve 90° desfasado respecto al otro, uno de los cilindros se calienta mediante una fuente de calor externa y el otro se enfría mediante aletas o agua.

El desfase entre los dos pistones hace que el aire, pase de un cilindro a otro calentándose, enfriándose y realizando el trabajo que permite el funcionamiento del motor.

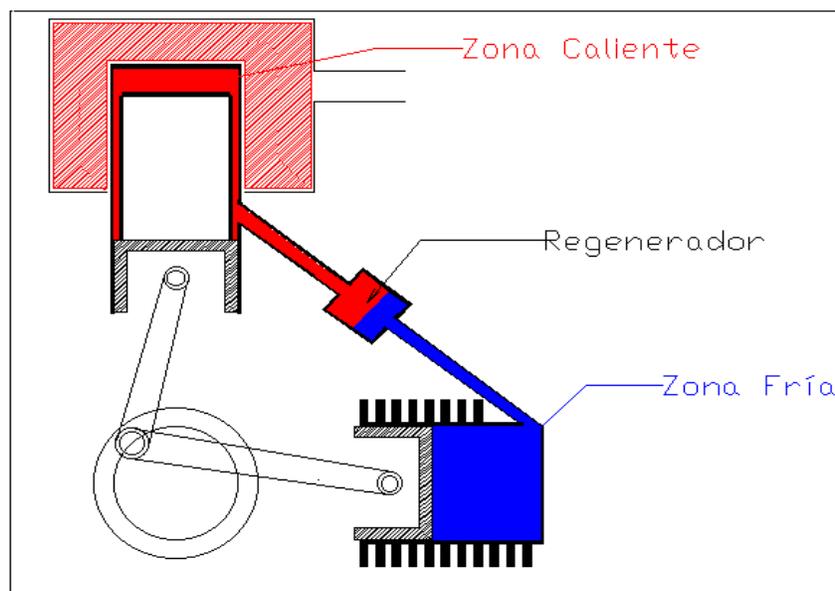


Figura 1.14 Motor Stirling tipo alfa.
Fuente: <http://personales.able.es/jgros/alfa.htm>.

MOTOR TIPO BETA

Fue el diseño original de Robert Stirling, consta de un cilindro con una zona caliente y una zona fría, en el interior del cilindro está el desplazador cuya misión es pasar el aire de la zona caliente a la zona fría y viceversa.

Mediante un cigüeñal especial el movimiento del pistón y el desplazador están desfasados 90° , lo que permite que el motor funcione, desde el punto de vista termodinámico es el motor más eficaz, pero su construcción es complicada ya que el pistón debe de tener dos bielas y permitir el paso del vástago que mueve el desplazador.

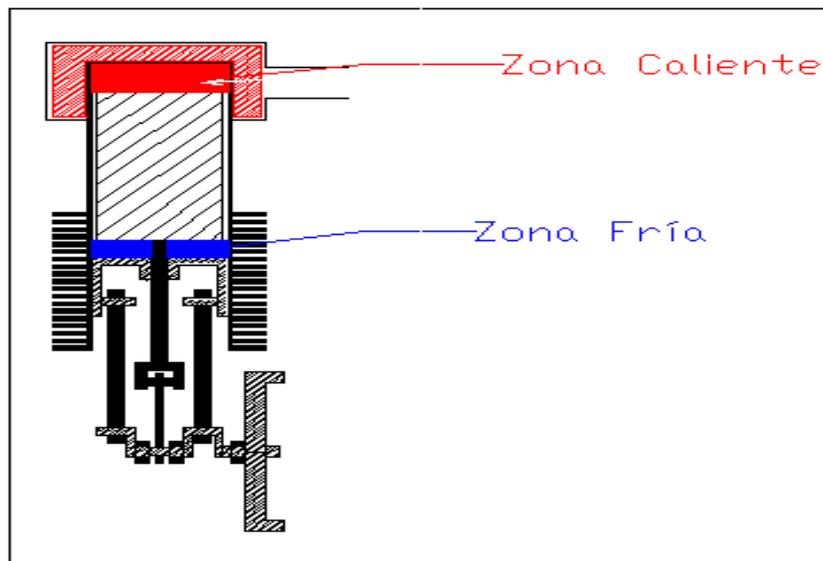


Figura 1.15 Motor Stirling tipo beta.

Fuente: <http://personales.able.es/jgros/beta.htm>.

MOTOR TIPO GAMMA

Este tipo de motor está derivado del motor tipo beta, consta de dos cilindros separados en uno se sitúa el desplazador y en el otro el pistón de potencia.

Los sistemas para enfriar y calentar son idénticos a los del tipo beta, solo que en estos motores el pistón de potencia es más sencillo. Aquí el pistón y el desplazador también deben de moverse desfasados 90° , lo cual se consigue mediante el cigüeñal adecuado.

Desde el punto de vista termodinámico este tipo de motor es menos eficaz que el tipo beta, puesto que la expansión de trabajo se realiza en su totalidad con una temperatura más baja.

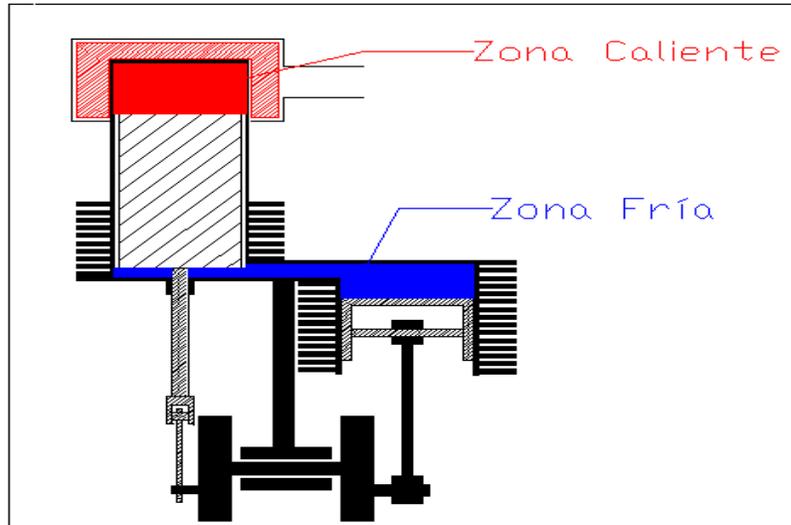


Figura 1.16 Motor Stirling tipo gamma
Fuente: <http://personales.able.es/jgros/gamma.htm>.

1.3. JUSTIFICACIÓN DEL USO DEL MOTOR STIRLING

EL MOTOR STIRLING COMO FUENTE DE ENERGÍA ALTERNATIVA ⁽¹¹⁾

El motor Stirling es una gran alternativa en busca de nuevas fuentes de energía, brinda grandes ventajas en comparación con los motores que se están utilizando en la actualidad, estas ventajas son generadas por la aproximación al máximo rendimiento térmico, que es el ciclo de Carnot, cabe mencionar que éste tipo de motores se podrían utilizar principalmente para bombeo y generación eléctrica, no así para la industria automotriz, debido al gran volumen que deben adquirir para ofrecer la potencia que puede entregar un motor a gasolina o un motor diésel.

Dicho de otra manera el motor Stirling es más eficiente que el motor a gasolina y diésel, pero es menos potente en proporción al tamaño.

MÁQUINA TÉRMICA COMO OPCIÓN PARA CONTROLAR EMISIONES DE CO₂ ⁽⁵⁾

Actualmente el incremento de contaminantes generados por los automotores, ha traído consigo grandes riesgos y enfermedades como: cáncer, asfixia, etc., generadas por los gases expulsados al medio ambiente debido a la combustión de estos motores, estos contaminantes destruyen la capa de ozono debido al calentamiento global.

Por las características con las que cuenta el motor Stirling, éste motor puede ser una gran opción para controlar las grandes emisiones de CO₂, principal contaminante que genera el petróleo en la combustión.

El motor Stirling es una máquina térmica con bajos niveles de ruido y emisiones tóxicas, por ser un motor de combustión externa, puede utilizar diferentes fuentes de energía, (combustibles sólidos, líquidos, gaseosos, energía solar, fuentes geotermales, etc.), llegando a tener cero emisiones cuando utiliza energía solar.

El motor Stirling puede ser utilizado en zonas rurales, donde se cuenta con combustibles convencionales o alternativos, para la generación de energía eléctrica a baja escala, el cual ayudaría a beneficiar la calidad de vida de estas zonas sin perjudicar el medio ambiente.

ESTUDIO DE MOTORES STIRLING EN NUESTRO PAÍS

La poca actividad que se realiza en nuestro país referente a la construcción de motores de ciclo Stirling, se lleva a cabo de manera experimental, de esta manera es muy difícil establecer condiciones óptimas de operación, ya que es complejo y laborioso estudiar a detalle el comportamiento de la presión y la temperatura, en la cámara de calentamiento.

Uno de los parámetros de vital importancia en el diseño térmico, es el regenerador y cámara de enfriamiento, ante tal situación es necesario contar con un estudio térmico que nos permita estudiar a detalle los parámetros ya mencionados.

CAPÍTULO 2

MOTOR STIRLING TIPO ALFA

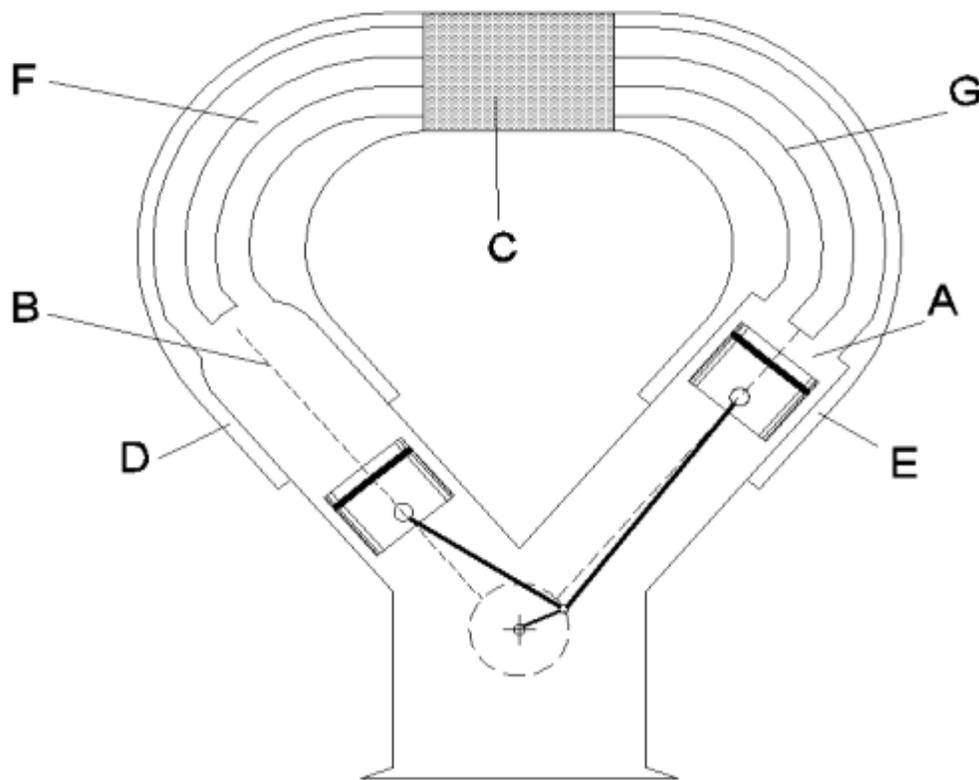
2.1 PARTES FUNDAMENTALES DE UN MOTOR STIRLING TIPO ALFA. ⁽⁶⁾

Figura 2.1 Motor Stirling tipo Alfa.

Fuente: www.google.com.mx imagen motor Stirling tipo Alfa.

- A) Cámara de compresión.
- B) Cámara de expansión.
- C) Regenerador.
- D) Calentador.
- E) Refrigerador.
- F) Calentador auxiliar.
- G) Refrigerador auxiliar.

ZONA DE CALENTAMIENTO

También conocida como zona de expansión, es la parte del motor donde se le entrega o transfiere calor. Los materiales a utilizar para su fabricación deben ser materiales resistentes a altas presiones y temperaturas.

Su diseño más simple es cuando dentro del cilindro no existe ningún tipo de presurización, éste puede ser un cilindro con una tapa plana, y se puede adaptar en motores pequeños.

En el caso que se desee presurizar los cilindros del motor, deberán tener una mayor área de transferencia de calor, debido a que la cantidad de fluido de trabajo que se requiere calentar es mayor.

El diseño de la zona de expansión varía de acuerdo al fluido de trabajo, debido a las propiedades del fluido, por ejemplo, el He tiene una conductividad térmica de 6 veces la conductividad del aire, por esta razón el diámetro interno de los tubos de la zona de expansión debería ser más pequeño si utilizamos aire, esto es para hacer más eficiente la transferencia de calor debido a la baja conductividad térmica del aire.

- Un motor para utilizar aire, si funciona eficientemente con He y H₂, pero no ocurre lo contrario.



Figura 2.2 Cilindro de expansión.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-estructura.htm>

ZONA DE ENFRIAMIENTO ⁽⁸⁾

También conocida como zona de compresión es la parte donde se extrae el calor del motor, tiene como objetivo evacuar el calor del fluido de trabajo hacia un medio exterior más frío. Debe ser capaz de evacuar por lo menos el 50 % del calor que recibe el motor, y lo debe hacer a la menor temperatura posible para mejorar la eficiencia térmica del motor.

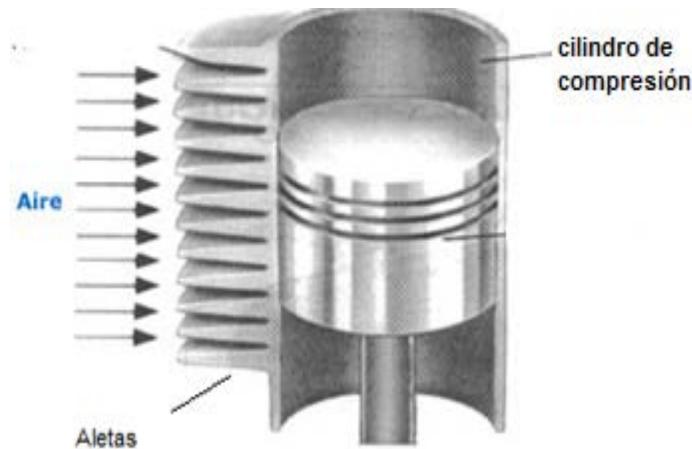


Figura 2.3 Cilindro de compresión.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-estructura.htm>

Para la zona de enfriamiento existen dos formas de refrigeración:

a) REFRIGERACIÓN POR AIRE

Puede ser por convección natural o forzada, se realiza mediante colocación de aletas de aluminio para disipar rápidamente el calor.

b) REFRIGERACIÓN POR AGUA

Es la más eficiente si se dispone de una fuente inagotable de agua a temperatura ambiente, solo 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 aire.

Ésta zona puede construirse de diferentes materiales, por ejemplo: acero inoxidable, hierro 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.

ALETAS ⁽⁸⁾

Aunque hay muchas situaciones diferentes que implican efectos combinados de conducción y convección, la aplicación más frecuente es aquella en la que se usa una superficie extendida de manera específica para aumentar la rapidez de transferencia de calor entre un sólido y un fluido continuo. Ésta superficie extendida se denomina aleta.



Figura 2.4 Tubos aletados.

Fuente: <http://tubosaletados.com/principalesp.html>

REGENERADOR ⁽¹⁰⁾

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, 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 (esto si es que se tiene una fuente de combustión externa). Es sumamente necesario hacer uso del regenerador cuando el motor es presurizado, y también cuando el motor tenga grandes dimensiones aunque no esté presurizado.

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 esta en el lado frío a una temperatura de 100°C , y solo se tendría que enfriar un poco para pasar de 100 a 40°C . Con esto se lograría, en ambos caso, reducir el tiempo de calentamiento y enfriamiento de gas con lo cual el ciclo se desarrolla más rápidamente.

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, el cual es un regenerador móvil, ya que está dispuesto en el desplazador del motor.

El diseño de un buen regenerador involucra diversos factores:

- La mayor superficie posible para aumentar la transferencia térmica.
- Volumen interno lo más reducido posible (donde permanece el gas).
- La menor resistencia al flujo del gas posible.

Una de las soluciones para la elección del regenerador consiste en la utilización de materiales porosos que permiten el flujo del gas a través de los poros y que poseen una enorme superficie de contacto por esa misma porosidad.

El principal problema de esos regeneradores es la resistencia que oponen el flujo del gas a través de ellos, por lo que aun más necesario utilizar gases de muy baja viscosidad como el He o el H_2 , para minimizar las pérdidas por rozamiento.

Estas pérdidas pueden ser tan elevadas que hagan que el rendimiento del motor sea mejor si se elimina el regenerador, con lo que se pierde la posibilidad de recuperación de energía que aporta. 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.

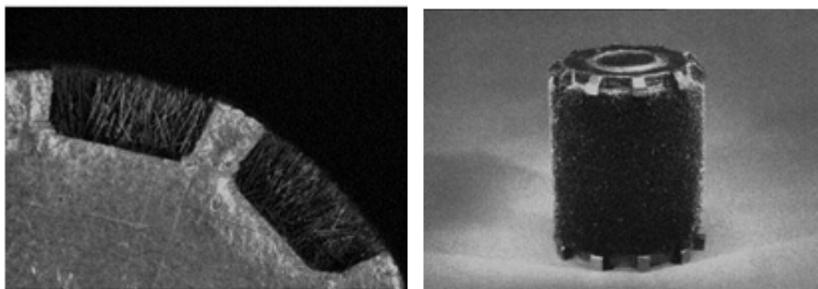


Figura 2.5 Regenerador.

Fuente: tesis, Diseño y construcción de un motor Stirling.

2.2 COMPONENTES DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA ⁽⁴⁾

CILINDRO DE TRABAJO

El cilindro es el espacio por donde se desplaza el pistón en su recorrido, y permite el movimiento rectilíneo de pistón entre su Punto Muerto Inferior y Punto Muerto Superior (conocidos como PMI Y PMS). La capacidad volumen útil de los cilindros es lo que se llama la cilindrada del motor, y suele expresarse en cm^3 .

Es necesario calcular espesor de pared en el caso de que se desee presurizar el fluido de trabajo. Además se debe considerar que la presión la soportan las paredes de los cilindros, no las aletas de estos.



Figura 2.6 cilindro de trabajo.

Fuente: <http://www.elsonadero.com.ar/viewtopic.php?f=61&t=2189>.

PISTÓN

Se trata de un embolo que se ajusta al interior de las paredes del cilindro mediante aros flexibles llamados segmentos o anillos. Efectúa un movimiento alternativo, obligando al fluido de trabajo que ocupa el cilindro a modificar su presión y volumen o transformando el cambio de presión y volumen del fluido.

Ésta 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 solo durante la expansión. Debido a que el pistón está en la zona fría del motor, se puede utilizar aluminio para su construcción.

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



Figura 2.7 Pistón.

Fuente: <http://todorepuestos.dmtienda.com/pistonnes-24232>

ANILLOS DE PISTÓN ⁽¹²⁾

Los anillos o aros son piezas circulares de sección generalmente rectangular, que se adaptan en el embolo o pistón a una ranura practicada en el y que sirve para hacer herméticamente o aislada la cámara del pistón o embolo sobre las paredes del cilindro.

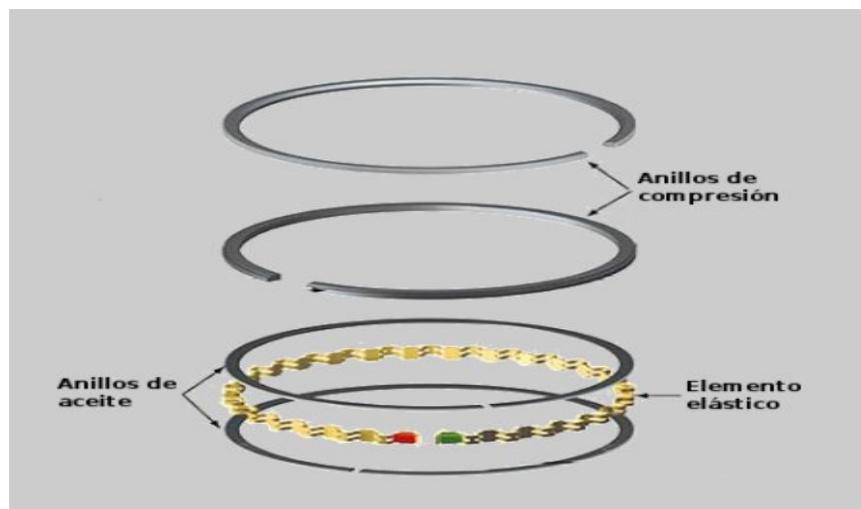


Figura 2.8 Anillos de pistón.

Fuente: <http://www.taringa.net/posts/autos-motos/>

VOLANTE DE INERCIA ⁽¹²⁾

Éste elemento mecánico se encarga de almacenar energía cinética rotacional en un sistema, reduce las variaciones en la velocidad de rotación del eje, es decir éste elemento se encarga de conservar la rotación de un eje a una velocidad casi constante.

Para el caso del motor Stirling se requiere que el volante de inercia almacene la energía que el cigüeñal le entrega en la fase de generación de trabajo, y que devuelva una parte de esta energía para hacer girar al cigüeñal y entregándole el trabajo necesario para continuar con el ciclo termodinámico.

Otra función del volante de inercia, es controlar el desbalanceo que produce debido a los pesos de bielas, pistones y bulones. Debido a estos elementos y al movimiento continuo del motor, se tiene un desbalanceo diferente en cada posición angular del cigüeñal, de manera que es necesario realizar un análisis de estas condiciones.



Figura. 2.9 Volante de inercia.

Fuente: <http://server3.foros.net/viewtopic.php?t=1294&mforum=CLUBSWIFT>

CIGÜEÑAL ⁽¹²⁾

El cigüeñal es un elemento mecánico que permite transformar el movimiento lineal alternativo de un elemento en movimiento rotacional. Esta transformación se logra aprovechando el principio del mecanismo biela-manivela. La geometría de este elemento consiste de un eje con codos excéntricos y contrapesos. El codo excéntrico permite que la biela entregue la fuerza a una

distancia del eje de rotación del cigüeñal, logrando así crear un torque para alcanzar el movimiento rotacional. Los contrapesos tiene la función de balancear al cigüeñal para reducir las vibraciones producto de un desbalanceo del motor.



Figura 2.10 Cigüeñal.

Fuente: http://ciguenal-ciguenal-para-motor-spark-_JM

BIELA⁽¹²⁾

Se denomina biela a un elemento mecánico que está sometido a esfuerzos de tracción o compresión, transmite el movimiento articulado a otras partes de la máquina.

El mecanismo manivela-corredera es capaz de transformar el movimiento circular en un movimiento lineal alternativo o viceversa. Dicho sistema está formado por un elemento giratorio denominado manivela que va conectado con una barra rígida llamada biela, de tal forma que al girar la manivela, la corredera retrocede y avanza produciendo un movimiento alternativo.



Figura 2.11 Biela.

Fuente: <http://www.ortizrefacciones.com/motor/metales/biela/>

MECANISMO DE CONVERSIÓN DE MOVIMIENTO ⁽⁶⁾

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 uno se obtendrán mejores resultados que otros, pero generalmente, son más complicados de construir.

Los diferentes mecanismos poseen sus propios parámetros óptimos de diseño, los cuales podemos encontrar en las siguientes figuras:

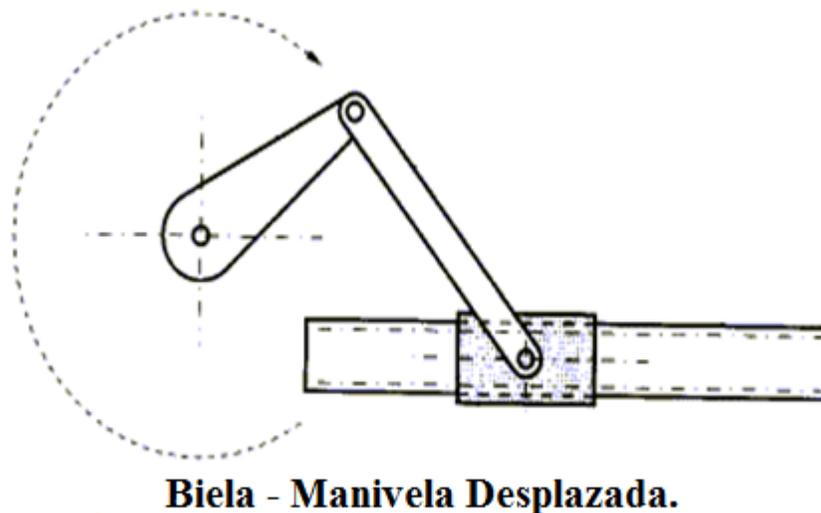
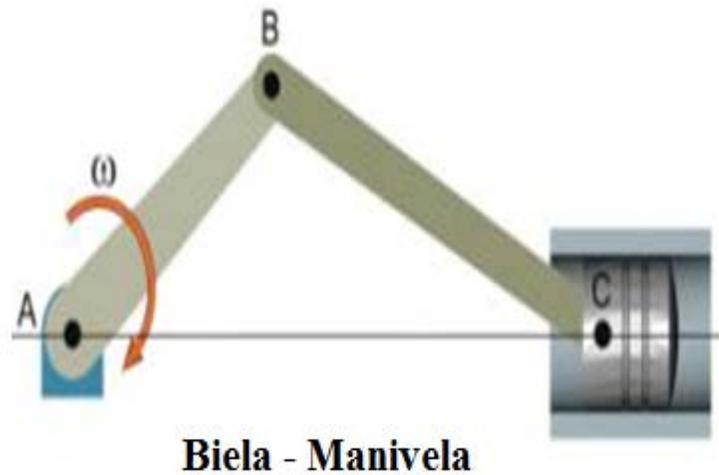


Figura 2.13 Mecanismo biela-manivela desplazada.

Fuente: <http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/ingenieria/.htm>

2.3 PARÁMETROS QUE PUEDEN IMPEDIR QUE UN MOTOR STIRLING TIPO ALFA FUNCIONE CORRECTAMENTE. ⁽⁶⁾

La definición de un ciclo Stirling ideal se consigue asumiendo lo siguiente:

1. Que los procesos son internamente reversibles.
2. Que los procesos de transferencia de calor son completos.
3. Que la efectividad del regenerador es completa, 100%.
4. Que no existe pérdida alguna de presión.
5. Que el desarrollo del ciclo se da exactamente como lo indica el ciclo.
6. Que todo el fluido de trabajo interviene en cada proceso, y que los volúmenes muertos sean mínimos.

A continuación se analizarán los parámetros que afectan al funcionamiento del motor Stirling.

TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS CILINDROS.

La resistencia térmica de las paredes del cilindro así como del mismo fluido de trabajo no permite en la realidad una transferencia de calor completa para asegurar que todo el gas se encuentre a la misma temperatura.

El área 1-2-3-4 de la figura 2.14, representa el ciclo ideal. La transferencia de calor incompleta en el foco de calentamiento muestra una reducción de presión y de trabajo como se observa en el proceso $1' - 2'$. De igual manera la transferencia de calor incompleta en el lado frío causa un incremento en la temperatura de enfriamiento por lo que se requiere un mayor trabajo para comprimir al fluido de trabajo tal como se observa el proceso $3' - 4'$. Como resultado se obtiene un menor trabajo neto representado por el ciclo $1' - 2' - 3' - 4'$.

La desviación de las condiciones ideales es más evidente en la zona caliente que en la zona fría como se puede observar en la figura 2.14.

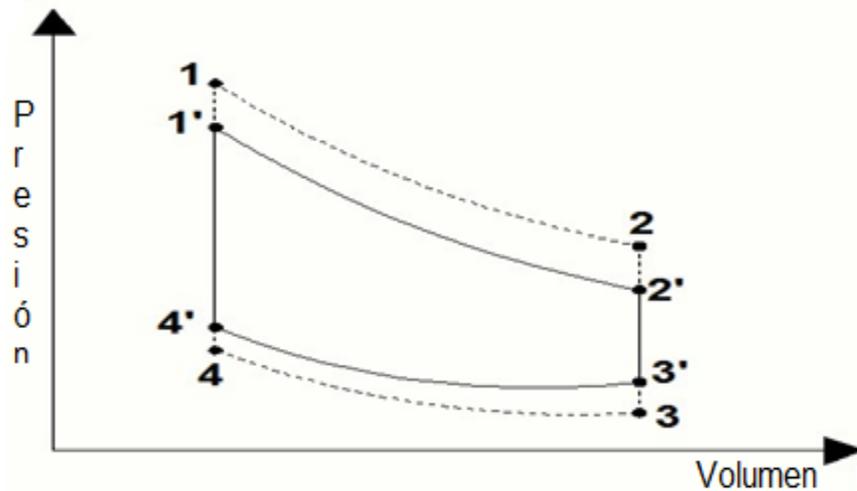


Figura 2.14 Efectos de la transferencia imperfecta de calor.

Fuente: <http://termodiesel.blogspot.mx/>

La solución más común a este fenómeno es utilizar grandes áreas de transferencia de calor mediante calentadores y/o enfriadores tubulares; sin embargo, esto tampoco asegura alcanzar la condición ideal de transferencia de calor isotérmica.

TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL REGENERADOR ⁽⁶⁾

El regenerador debe regular la temperatura del fluido de trabajo de manera que el gas frío entre a la zona fría con la temperatura más baja que sea posible; y el gas caliente entre a la zona caliente con la temperatura más alta que sea posible.

Si la temperatura del gas que llega a la zona caliente es menor que la temperatura máxima del ciclo, entonces se tendrá una presión menor que la que se alcanza en el ciclo ideal lo cual se representa en el punto 1' de la figura 2.15. De la misma manera, si la temperatura del gas en la zona fría es mayor que la temperatura mínima del ciclo, entonces se tendrá una presión mayor de la que se debería alcanzar representada por el punto 3'.

Para compensar el efecto de pérdida de presión y alcanzar la temperatura de trabajo máxima del ciclo, es necesario un flujo de calor extra en el tramo 1 – 1', lo que se traduce en una menor eficiencia del ciclo.

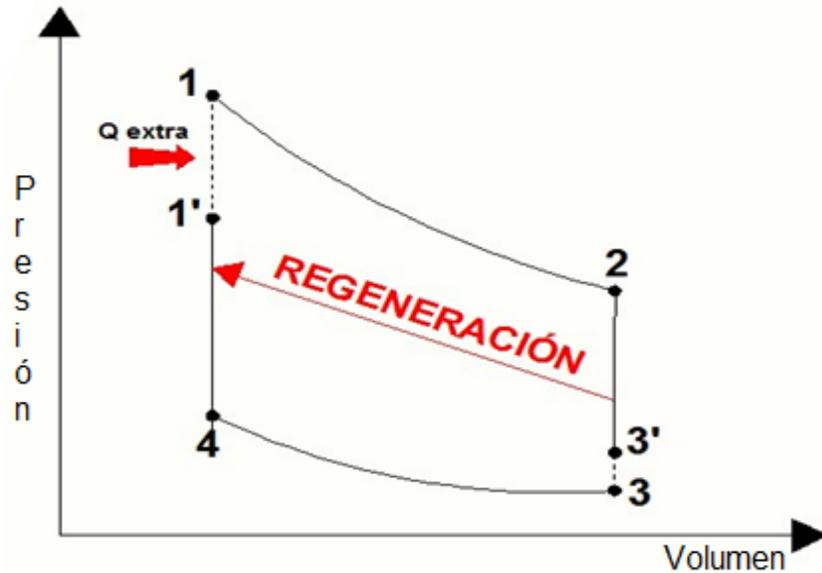


Figura 2.15 Efectos de la ineficiencia del regenerador.

Fuente: <http://jmirez.wordpress.com/2012/10/06/j517-el-motor-stirling-ideal/>

CONSIDERACIONES DE LOS ESPACIOS MUERTOS.

Dentro de un motor Stirling, se deben minimizar los espacios muertos, estos ocasionan una reducción en el trabajo de salida del motor por las pérdidas de presión que ocurren a causa de los volúmenes que no se ocupan.

Dentro del ciclo ideal se asume que el gas frío y caliente ocupa todo el espacio destinado para el, pero en la realidad esto no se puede lograr. En la fase caliente del ciclo, parte de gas frío estará en el lado caliente, lo que ocasionará una pérdida de presión global. Se debe reducir al mínimo los espacios muertos en el lado caliente, en el lado frío y en el regenerador, porque estos representan una masa que no genera sino más bien consume trabajo.

SELLADO EN LOS PISTONES ⁽⁴⁾

El sellado en los pistones es posible pero es la mayor dificultad en éste tipo de motores, debido a la existencia de perdidas de potencia debido a la fricción en los anillos.

Especificar una temperatura en el foco caliente y en el frío es un rango en donde los materiales no sufran cambios nos permite el no considerar dilataciones térmicas que por lo general se dan a temperaturas mayores a 800° C.

FUGAS DE FLUIDO DE TRABAJO. ⁽⁶⁾

Uno de los requerimientos esenciales para alcanzar la máxima eficiencia en un motor Stirling es la estanqueidad de la cámara de trabajo. En la realidad, es difícil mantener esta condición lo que se refleja en la reducción de la eficiencia del motor.

La mejor manera de evitar fugas del fluido de trabajo hacia el exterior consiste en cerrar herméticamente los cilindros que alojan al fluido de trabajo y presurizarlo a una presión igual a la media del ciclo.

Al utilizar altas presiones para mejorar la potencia impone riesgos en la operación y selección de los materiales, los cuales componen las partes del motor, afectando las propiedades de los materiales, resistencia, dureza, ductilidad térmica, deformaciones, por lo que implica utilizar mayores espesores de pared, aumentando costos en la construcción y presentando mayores dificultades para el arranque.

Cuando el fluido de trabajo alcanza la máxima temperatura después del calentamiento, se tiende a perder masa y presión en el sistema de manera que se genera una menor cantidad de trabajo como se observa en el proceso $1' - 2'$ de la figura 2.16. Por otro lado, al final del proceso de enfriamiento se tiene un ingreso de gas y un incremento de presión por lo que es necesario un mayor trabajo para comprimir el fluido tal como se observa en el proceso $3' - 4'$ de la figura 2.16.

Como resultado se obtiene un menor trabajo neto representado, por el ciclo $1' - 2' - 3' - 4'$, mismo que difiere del ciclo teórico $1 - 2 - 3 - 4$.

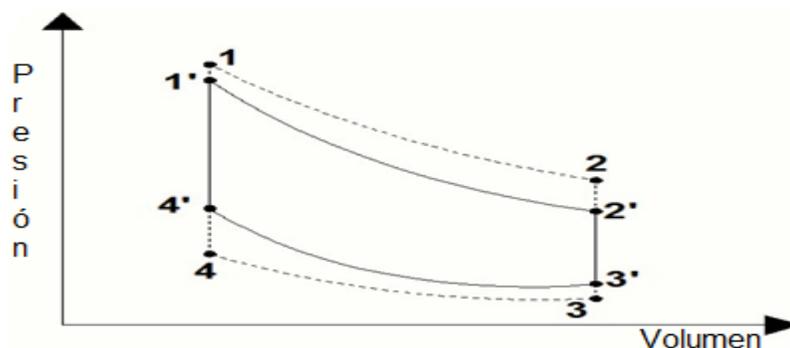


Figura 2.16 Efectos de fugas del fluido de trabajo.

Fuente: <http://jmirez.wordpress.com/2012/10/06/j517-el-motor-stirling-ideal/>

FLUIDO DE TRABAJO ⁽⁴⁾

El Hidrógeno, el Helio y el Aire son los fluidos de trabajo que ofrecen mayores ventajas para la operación del motor Stirling, por lo tanto los de mayor uso.

HIDRÓGENO

El hidrógeno aunque mejore el desempeño del motor a altas presiones es un gas altamente inflamable, aunque la cantidad usada sea muy pequeña, también puede causar la fragilidad de metales.

La viscosidad y la alta conductividad del hidrógeno lo hacen el gas de trabajo de mayor eficiencia, sobre todo porque el motor funciona más rápidamente que con otros gases. Sin embargo, la difusión asociada a éste gas de poco peso molecular, en temperaturas altas, se escapa a través del metal sólido del calentador. La difusión a través del acero al carbón es demasiado alta pero puede ser aceptable para los metales como el aluminio, o aún el acero inoxidable.

HELIO

El gas Helio aunque no presenta riesgos de explosión y mejore la potencia de salida, presenta problemas en el sellado de los pistones, pues éste gas posee partículas demasiado pequeñas, provocando pérdidas de fluido de trabajo.

Los motores Stirling más avanzados técnicamente, como los desarrollados para los laboratorios del gobierno de los Estados Unidos, utilizan Helio como el gas de trabajo, porque funciona cerca de la densidad y energía del Hidrógeno.

El gas Helio es inerte, quita todo el riesgo de inflamabilidad, verdadera y percibida, es relativamente costoso, y se provee como gas comprimido en bombonas.

AIRE

Algunos motores Stirling utilizan el aire o el nitrógeno como fluido operante, estos gases tienen menor energía, lo que aumenta los costos del motor, pero son más convenientes de utilizar, y reducen al mínimo los problemas de la contención. El uso de aire comprimido en contacto con los materiales inflamables o las sustancias tales como aceite lubricante, introduce un peligro de la

explosión, porque el aire comprimido contiene una alta presión parcial del oxígeno. Sin embargo, el nitrógeno en bombonas puede ser utilizado porque es casi inerte y muy seguro.

LUBRICACIÓN ⁽⁴⁾

Al igual que cualquier pieza de maquinaria, el motor Stirling necesita de lubricación, pero a diferencia de otras máquinas no va a tolerar aceite excesivo, ya que éste se adhiere al regenerador evitando que funcione de una manera correcta, existen ahora lubricantes como el Marvel Mystery oil, de esta manera evitaremos que los pistones se detengan después de muchas horas de trabajo, evitando la fricción de los materiales.

El uso del aceite en los motores Stirling añade otra función a los obturadores, evita que éste aceite se propague hacia las cámaras de trabajo. Si entra dentro del ciclo termodinámico, se acumula en el regenerador que actúa como filtro y taponara, causando importantes pérdidas de rendimiento, el pistón y el cilindro se pueden lubricar con grafito en polvo malla 200.

En el caso del motor Stirling de alta temperatura no es recomendable utilizar una lubricación con aceite, ya que existe un alto riesgo de explosión.

2.4 CICLO DE CARNOT ⁽⁴⁾

La máquina térmica que opera con más eficiencia entre un depósito de alta temperatura y un depósito de baja temperatura es la máquina de Carnot. Ésta es una máquina ideal que utiliza procesos reversibles para formar su ciclo de operación; por eso recibe el nombre de máquina reversible.

La máquina de Carnot, establece la máxima eficiencia posible de cualquier máquina real. Si la eficiencia de una máquina real es considerablemente menor que la eficiencia de una máquina de Carnot que opera entre los mismos límites, entonces pueden ser posibles otras mejoras. El ciclo de Carnot está compuesto de los siguientes procesos reversibles, usando un gas ideal como fluido de trabajo.

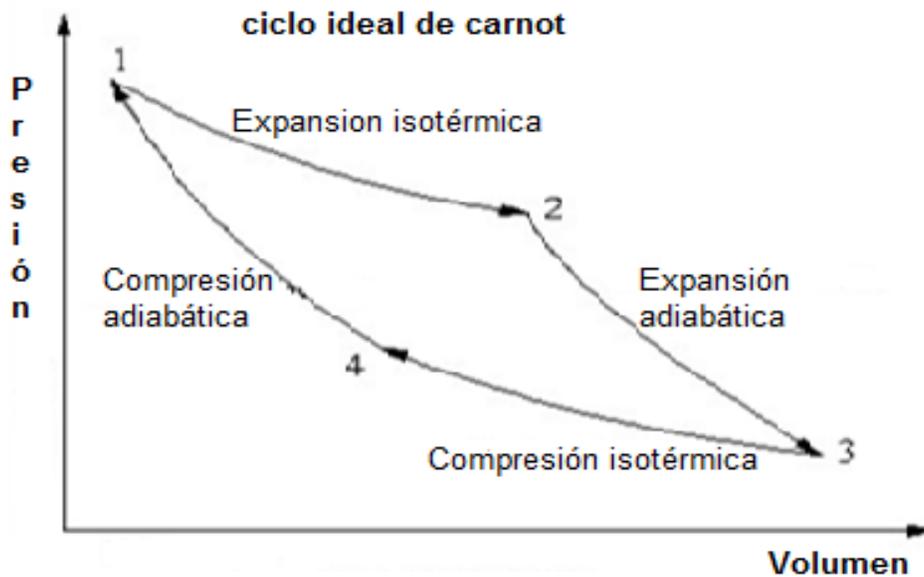


Figura 2.17 Diagrama P-V del ciclo ideal de Carnot.

Fuente: <http://termodiesel.blogspot.mx/>

1-2 Expansión Isotérmica. Se transfiere calor en forma reversible del depósito de alta temperatura a la temperatura constante. El pistón en el cilindro se desplaza al (PMI) y el volumen aumenta.

2-3 Expansión Adiabática Reversible. El cilindro está aislado por completo, de modo que no ocurre transferencia de calor mediante éste proceso reversible. El pistón continúa siendo desplazado, con el volumen aumentado.

3-4 Compresión Isotérmica. Se transfiere calor en forma reversible al depósito de baja temperatura constante. El pistón comprime la sustancia de trabajo reduciendo su volumen.

4-1 Compresión Adiabática Reversible. El cilindro completamente aislado no permite transferencia de calor durante éste proceso reversible. El pistón continúa comprimiendo el fluido de trabajo hasta el (PMS) donde alcanza el volumen, temperatura y presión originales, con lo cual se completa el ciclo.

COMPARACIÓN CICLO STIRLING Y CICLO DE CARNOT

El ciclo Stirling teórico está compuesto por dos evoluciones a volumen constante y dos evoluciones, una a temperatura caliente y la segunda a temperatura fría. Como se muestra en la figura 2.18. El fluido de trabajo se supone un gas ideal, en el ciclo teórico hay un aspecto

importante que es la existencia de un regenerador. Este tiene la propiedad de poder absorber y ceder calor en las evoluciones a volumen constante del ciclo.

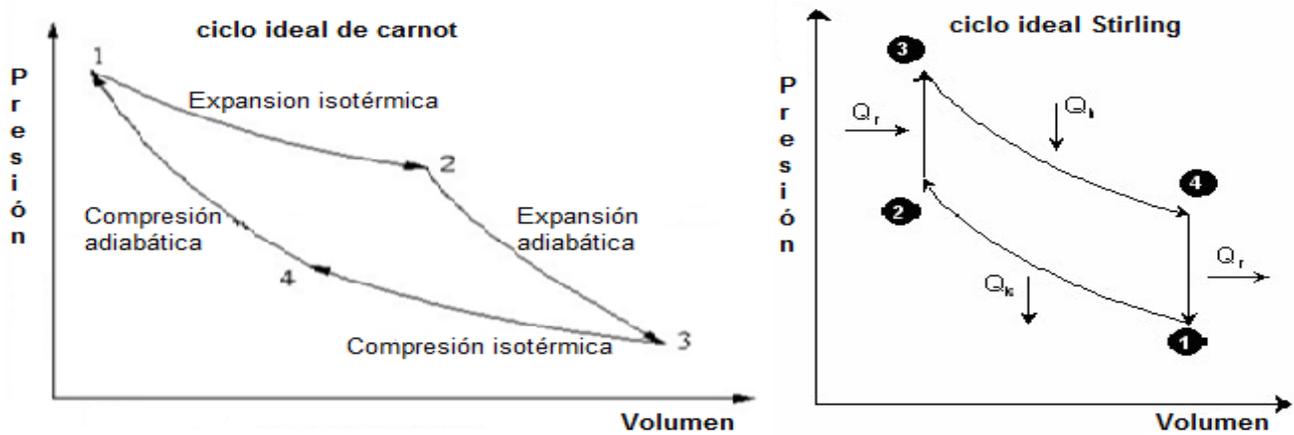


Figura 2.18 Ciclo de Carnot P-V vs Ciclo Stirling P-V.

Fuente: <http://termodiesel.blogspot.mx/>

VENTAJAS DE UN MOTOR STIRLING TIPO ALFA. ⁽⁶⁾

- Los mecanismos del motor son en cierto modo más simples que otros tipos de motores Stirling.
- Mantiene separados el foco frío del foco caliente.
- Los volúmenes muertos se encuentran prioritariamente en el regenerador y en las mangueras.
- No requiere desplazador.
- El cilindro y el pistón de aluminio permiten tener una buena transferencia de calor.
- Se tiene bajo número de piezas diferentes ya que los dos pistones tienen la misma geometría, al igual que los cilindros.
- La holgura entre el cilindro-pistón y la utilización de anillos elásticos de teflón permiten tener un excelente sellado.
- El cigüeñal con el volante de inercia en el centro permite ahorrar espacio y material.
- Por la forma del movimiento, se pueden alcanzar eficiencias mayores, comparado con el motor tipo gamma.

- La sujeción de los cilindros permite modificar su cercanía al eje de cigüeñal y de ésta manera se puede reducir el volumen muerto entre la cabeza del pistón y el fondo del cilindro.

DESVENTAJAS DE UN MOTOR STIRLING TIPO ALFA ⁽⁶⁾

- La construcción del cigüeñal con volante de inercia en el centro es más complicada que la construcción del mismo separado del volante de inercia.
- El soporte requiere un buen alineamiento entre los apoyos del cigüeñal.
- Para lograr holgura muy pequeña es necesario utilizar un proceso más sofisticado como el mecanizado con control numérico computarizado.
- El costo del aluminio para realizar el cilindro es alto considerando que la mayor parte de la masa de aluminio debe ser retirada en el vaciado.
- El método de sujeción de los cilindros es impreciso.

En éste capítulo se mencionaron todos los elementos y componentes que conforman el motor Stirling seleccionado, en el siguiente capítulo se realizarán diferentes análisis matemáticos y se efectuarán los cálculos convenientes para definir las dimensiones del motor, posteriormente se podrá llevar a la manufactura.

CAPÍTULO 3**DISEÑO A DETALLE DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.****CONSIDERACIONES TEÓRICAS PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR.**

En el capítulo presente se realizarán todos los cálculos y consideraciones necesarias de los componentes del motor Stirling propuesto para su diseño.

Considerando la propuesta del motor, se realizó un modelo de madera en el cual se fueron dando diferentes dimensiones al mecanismo, pistones y cilindros, esto permitió obtener un volumen en las cámaras de trabajo, para poder realizar un análisis termodinámico y saber cuánta energía entregará el motor a diseñar.

Cuando se tiene una aproximación de las dimensiones del motor, con el programa Unigraphics NX se hace el diseño en 3D, para obtener los planos de los componentes y posteriormente realizar su construcción.

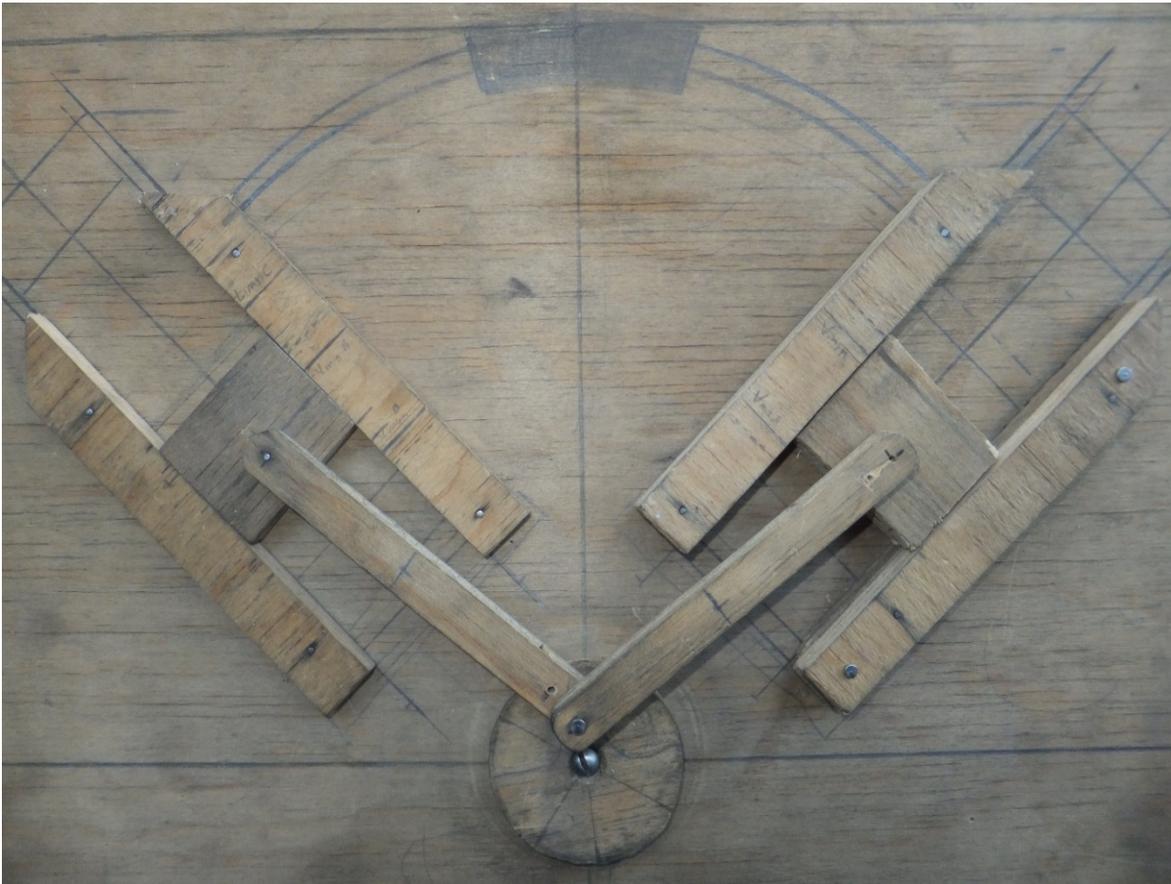


Figura 3.1 Motor Stirling tipo alfa en modelo en madera.

ANÁLISIS TERMODINÁMICO.

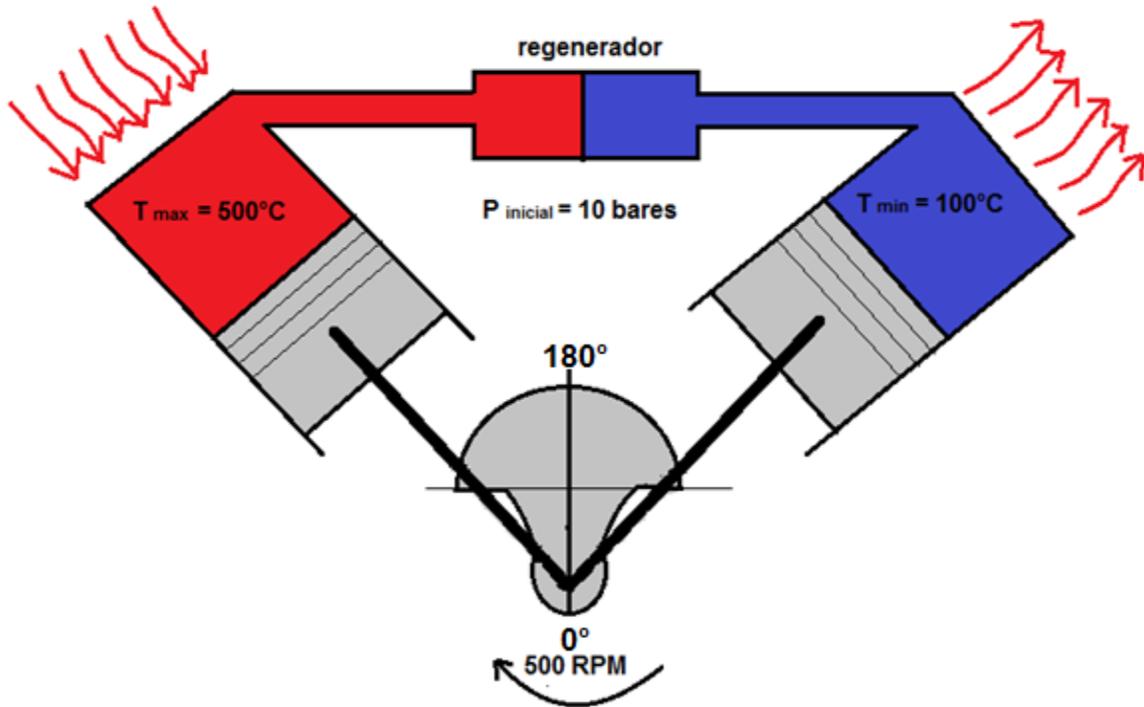


Figura 3.2. Diagrama del sistema.

El valor de la Longitud máxima (L_{max}) se tiene cuando el cigüeñal se encuentra a 0° , y por consiguiente ese será nuestro volumen máximo, al girar el cigüeñal 180° se tiene la longitud mínima (L_{min}) y volumen mínimo.

Se utilizará gas Helio como fluido de trabajo a una presión inicial de 10 bares, presión con la cual se cuenta en las bombonas de la facultad de ingeniería.

Datos propuestos:

$T_{max} = 500^{\circ}\text{C}$

$L_{max} = 9 \text{ cm} @ \theta = 0^{\circ}$

$T_{min} = 100^{\circ}\text{C}$

$L_{min} = 5.5 \text{ cm} @ \theta = 180^{\circ}$

$P_{inicial} = 10 \text{ bares}$

Diámetro del pistón = 4.7 cm

$\text{RPM} = 500$

Espacio muerto = 5 cm

Carrera del pistón = 4.5 cm.

Datos para el fluido de trabajo:

$$M=4.003 \text{ kg} / \text{kg}_{\text{mol}}$$

$$R \text{ universal}= 0.08315 \text{ bar m}^3 / \text{kg}_{\text{mol}} \text{ K}$$

$$C_{p \text{ He}} = 5.1961 \text{ kJ} / \text{kg K}$$

$$C_{v \text{ He}}=3.1193 \text{ KJ} / \text{Kg k}$$

Hoja de cálculo.**Volumen mínimo de los cilindros.**

$$V = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) (L \text{ min})$$

$$V = \left(\frac{\pi (4.7\text{cm})^2}{4} \right) (5.5\text{cm})$$

$$V = 95.42 \text{ cm}^3$$

Los dos cilindros de trabajo tienen las mismas dimensiones, por lo tanto:

$$V \text{ min} = 95.42 \text{ cm}^3 \quad (2)$$

V min= 190.84 cm³ → Éste volumen se presenta cuando el cigüeñal está en 0°

Volumen máximo de los cilindros.

$$V = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) (L \text{ max})$$

$$V = \left(\frac{\pi (4.7\text{cm})^2}{4} \right) (9\text{cm})$$

$$V = 156.14 \text{ cm}^3 \rightarrow \text{Volumen para un cilindro}$$

$$V \text{ max} = (156.14 \text{ cm}^3) \quad (2)$$

V max= 312.29 cm³ → Cuando el cigüeñal realiza un giro de 180°

Volumen específico ($\sqrt{\quad}$)

$$\sqrt{\quad} = RT / PM$$

Dónde:

R= constante universal. M= masa molar del gas. P= presión inicial.

T= temperatura ambiente (21°C) → 21°C + 273.15= 294.15 °F

$$\sqrt{v} = \frac{(0.08315 \text{ bar m}^3 / \text{kg}_{\text{mol}} \text{ K})(294.15 \text{ °K})}{10 \text{ bar (4.003 kg / Kg}_{\text{mol}})} = \frac{24.45 \text{ bar m}^3 / \text{kg}_{\text{mol}}}{40.03 \text{ bar kg / kg}_{\text{mol}}}$$

$$\sqrt{v} = \mathbf{0.6107 \text{ m}^3 / \text{Kg}}$$

De igual manera el volumen específico (\sqrt{v}) se obtiene de:

$$\sqrt{v} = v / m$$

V= volumen (mínimo)

m = masa

Despejando m; m= v / \sqrt{v}

$$m = \frac{190.84 \text{ cm}^3}{0.6107 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}} =$$

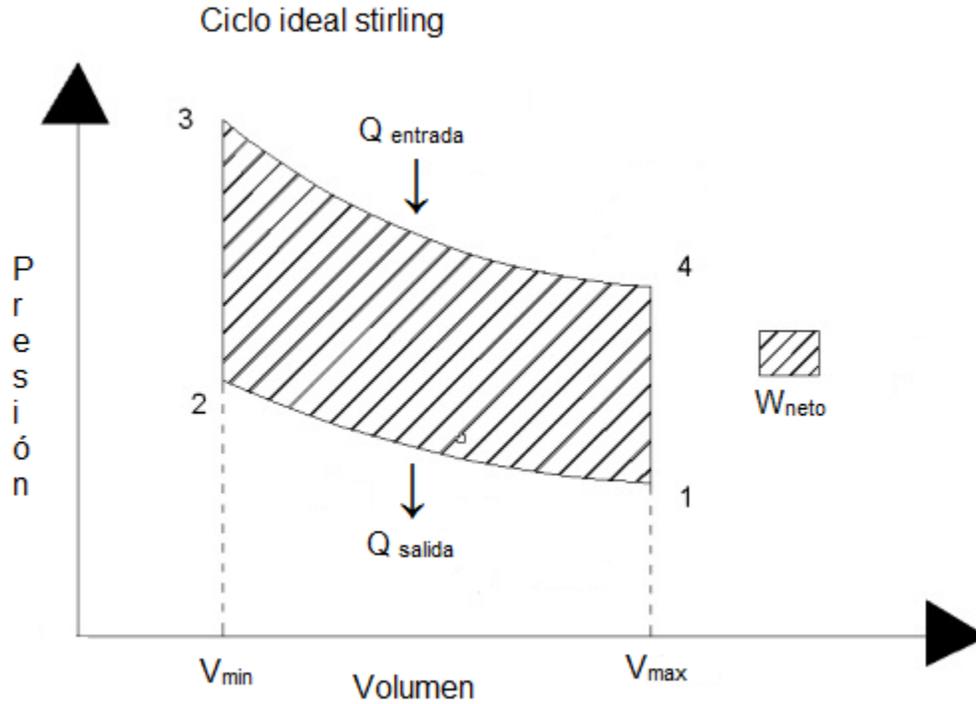
Realizando la conversión.

$$0.6107 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \left(\frac{1000000 \text{ cm}^3}{1 \text{ m}^3} \right) \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000\text{g}} \right) = 610.7 \frac{\text{cm}^3}{\text{g}}$$

$$m = \frac{190.84 \text{ cm}^3}{610.7 \frac{\text{cm}^3}{\text{g}}} =$$

$$\mathbf{m = 0.3124 \text{ g.}}$$

ANÁLISIS CICLO IDEAL STIRLING CON LOS DATOS PROPUESTOS.



Proceso 1 – 2.

Entre estos dos puntos se realiza un proceso isotérmico, en donde el calor es igual al trabajo $Q = W$; por lo tanto se puede aplicar la siguiente fórmula:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \text{ ----- (3.1)}$$

Datos

Para el punto 1

$$P_1 = 10 \text{ bar}$$

$$V_1 = 312.29 \text{ cm}^3$$

De ecuación (3.1) se despeja P_2

Para el punto 2

$$P_2 = ?$$

$$V_2 = 190.84 \text{ cm}^3$$

$$P_2 = P_1 V_1 / V_2$$

$$P_2 = 10 \text{ bar} \left(\frac{312.29 \text{ cm}^3}{190.29 \text{ cm}^3} \right)$$

$$\underline{P_2 = 16.36 \text{ bar}}$$

Calor de salida ($Q_{\text{salida } 1-2}$)

$$Q_{\text{salida } 1-2} = P_1 V_1 \ln(v_2 / v_1)$$

$$Q_{\text{salida } 1-2} = 10 \text{ bar} (312.29 \text{ cm}^3) \ln \left(\frac{190.84 \text{ cm}^3}{312.29 \text{ cm}^3} \right)$$

Equivalencias

$$1 \text{ bar} = 100 \text{ Kpa} \rightarrow 10 \text{ bar} = 1000 \text{ Kpa}$$

$$1 \text{ m}^3 = 1000000 \text{ cm}^3$$

$$\text{Kpa} = \text{KN} / \text{m}^2$$

$$\text{KN} * \text{m} = \text{KJ}$$

$$Q_{\text{salida } 1-2} = 1000 \text{ Kpa} (0.000312 \text{ m}^3) \ln \left(\frac{0.000190 \text{ m}^3}{0.000312 \text{ m}^3} \right)$$

$$Q_{\text{salida } 1-2} = -0.1535 \text{ Kpa m}^3$$

$$\underline{Q_{\text{salida } 1-2} = -0.1535 \text{ KJ}}$$

Proceso de 2 – 3.

Éste proceso es isotérmico, por lo tanto el volumen se mantiene constante y el trabajo es igual a cero.

Para éste proceso se aplica la siguiente formula:

$$P_2 / T_2 = P_3 / T_3 \text{ ----- (3.2)}$$

Datos

Para el punto 2

$$P_2 = 16.36 \text{ bar}$$

$$T_2 = T_{\min} = 100 \text{ }^\circ\text{C} = 373.15^\circ\text{F}$$

$$V_2 = 190.84 \text{ cm}_3$$

Para el punto 3

$$P_3 = ?$$

$$T_3 = T_{\max} = 500^\circ\text{C} = 773.15^\circ\text{C}$$

$$V_3 = V_2 = 190.84 \text{ cm}^3$$

De la ecuación (3.2) se despeja la (P_3)

$$P_3 = P_2 T_3 / T_2$$

$$P_3 = \frac{16.36 \text{ bar} (773.15^\circ\text{K})}{373.15^\circ\text{K}}$$

$$\underline{P_3 = 33.89 \text{ bar}}$$

Calor de entrada.

$$Q_{\text{entrada}} = m C_v (T_3 - T_2)$$

Dónde:

$$m = 0.3124 \text{ g} \rightarrow 0.000312 \text{ kg}$$

$$C_v_{\text{He}} = 3.1193 \text{ kJ / Kg k}$$

$$T_3 = 500^\circ\text{C} \rightarrow 773.15^\circ\text{k}$$

$$T_2 = 100^\circ\text{C} \rightarrow 373.15^\circ\text{k}$$

$$Q_{\text{entrada}} = 0.000312 \text{ kg} \left(3.1193 \frac{\text{kJ}}{\text{kg k}} \right) (773.15^\circ\text{k} - 373.15^\circ\text{k})$$

$$\underline{Q_{\text{entrada}} = 0.3892 \text{ KJ}}$$

Proceso de 3 – 4.

Éste es nuevamente un proceso isotérmico, pero ahora a temperatura máxima del sistema, por lo tanto se aplica la siguiente formula:

$$P_3 V_3 = P_4 V_4 \text{ ----- (3.3)}$$

Datos

Para el punto 3

$$T_3 = T_{\max} = 773.15^\circ\text{K}$$

$$P_3 = 33.89 \text{ bar}$$

$$V_3 = 190.84 \text{ cm}^3$$

Para el punto 4

$$T_3 = T_4 = 773.15^\circ\text{K}$$

$$P_4 = ?$$

$$V_4 = 312.29 \text{ cm}^3$$

De la ecuación (3) se despeja (P_4)

$$P_4 = P_3 V_3 / V_4$$

$$P_4 = 33.89 \text{ bar} \left(\frac{190.84 \text{ cm}^3}{312.29 \text{ cm}^3} \right)$$

$$\underline{P_4 = 20.71 \text{ bar}}$$

Calor de entrada.

$$Q_{\text{entrada}} = P_3 V_3 \ln(V_4 / V_3)$$

$$Q_{\text{entrada}} = 33.89 \text{ bar} (190.84 \text{ cm}^3) \ln \left(\frac{312.29 \text{ cm}^3}{190.84 \text{ cm}^3} \right)$$

Equivalencias

$$1 \text{ bar} = 100 \text{ Kpa}$$

$$\rightarrow 33.89 \text{ bar} = 3389 \text{ kpa}$$

$$1 \text{ m}^3 = 1000000 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow 312.29 \text{ cm}^3 = 0.000312 \text{ m}^3$$

$$\rightarrow 190.84 \text{ cm}^3 = 0.000190 \text{ m}^3$$

$$\text{Kpa} = \text{KN} / \text{m}^2$$

$$Q_{\text{entrada}} = 3389 \text{ bar} (0.000190 \text{ m}^3) \ln \left(\frac{0.000312 \text{ m}^3}{0.000190 \text{ m}^3} \right)$$

$$\underline{Q_{\text{entrada}} = 0.3170 \text{ KJ}}$$

Proceso de 4 – 1.

Entre estos dos puntos se realiza un proceso isométrico, por lo tanto el volumen se mantiene constante; $W=0$, para éste proceso se puede aplicar la siguiente formula:

$$P_4 / T_4 = P_1 / T_1 \text{ ----- (3.4)}$$

Datos

Para el punto 4

Para el punto 1

$$P_4 = 20.71 \text{ bar}$$

$$P_1 = ?$$

$$T_4 = T_{\text{max}} 773.15^\circ \text{K}$$

$$T_1 = 373.15^\circ \text{K}$$

$$V_4 = 312.29 \text{ cm}^3$$

$$V_1 = V_4 = 312.29 \text{ cm}^3$$

De la ecuación (3.4) se despeja (P_1)

$$P_1 = P_4 T_1 / T_4$$

$$P_1 = \frac{20.71 \text{ bar} (373.15^\circ \text{K})}{773.15^\circ \text{K}}$$

$$\underline{P_1 = 9.995 \text{ bar}}$$

Calor de salida.

$$Q_{\text{salida}} = m C_v (T_1 - T_4)$$

$$Q_{\text{salida}} = 0.00312 \text{ kg} (3.1193 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}) (373.15^\circ \text{K} - 773.15^\circ \text{K})$$

$$\underline{Q_{\text{salida}} = - 0.3892\text{KJ}}$$

Con los resultados obtenidos del ciclo ideal Stirling del proceso anterior, se calcula la eficiencia y potencia del motor Stirling.

Trabajo neto (W_{neto})

$$W_{\text{neto}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} \text{-----} (3.5)$$

$$W_{\text{neto}} = 0.3170\text{KJ} - 0.1535\text{KJ}$$

$$\underline{W_{\text{neto}} = 0.1635 \text{ KJ}}$$

Eficiencia térmica (μ_{ter})

$$\mu_{\text{ter}} = W_{\text{neto}} / Q_{\text{entrada}} \text{-----} (3.6)$$

$$\mu_{\text{ter}} = 0.1635\text{KJ} / 0.3170\text{KJ}$$

$$\mu_{\text{ter}} = 0.515 \rightarrow \times 100 \%$$

$$\underline{\mu_{\text{ter}} = 51\%}$$

Potencia del motor (P_m)

$$P_m = W_{\text{neto}} (n) \text{-----} (3.7)$$

Dónde:

$$n=500 \text{ rpm}$$

$$500 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \left(\frac{1\text{min}}{60 \text{ seg}} \right) \left(\frac{1 \text{ ciclo}}{1 \text{ rev}} \right) = 8.33 \frac{1 \text{ ciclo}}{\text{seg}}$$

$$P_m = 0.1635\text{KJ} (8.33)^{\text{S-1}}$$

$$\underline{P_m = 1.361 \text{ KW}}$$

ESPESOR DE PARED.

Del análisis termodinámico se tiene una presión máxima de 33.89 bares, cuando la temperatura máxima es de 500°C., presión que debe soportar la pared del cilindro. Con los datos anteriores se calcula el grosor de pared mínimo para los cilindros de trabajo.

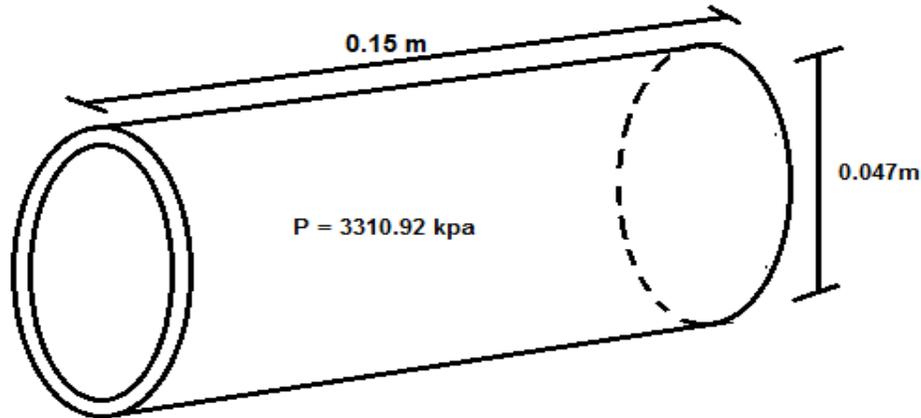


Figura 3.3 Espesor de pared.

Calculo el espesor de pared.

$$P * D_{\text{interior}} = \sigma_1 (D_{\text{interior}} + 2 * L) e \text{ ----- (3.8)}$$

P= Presión máxima del interior del cilindro.

D_{interior} = Diámetro de interior del cilindro.

σ_1 = Esfuerzo de cadencia del material.

L= longitud del cilindro.

e= espesor del cilindro.

Presión máxima de 33. 89 bares.

Con ésta presión, se calcula la presión absoluta dentro del cilindro.

P abs. = Presión manométrica + presión atmosférica.

Presión manométrica= 33.89 bares.

Presión atmosférica = 78.08 kpa en la ciudad de México.

$P_{abs.} = 3389 \text{ kpa} + 78.08 \text{ kpa}$

$P_{abs.} = 3467.08 \text{ kpa.}$

Sustituyendo en la ecuación (3.8)

$3467.08 \text{ kpa} (0.047\text{m}) = 83,000 \text{ kpa} [0.047\text{m} + 2 (0.15\text{m})] e$

$162.95 \text{ kpa} \cdot \text{m} = (28801 \text{ kpa} \cdot \text{m}) e$

$$\frac{162.95 \text{ kpa} \cdot \text{m}}{28801 \text{ kpa} \cdot \text{m}} = e$$

$e = 5.65 \times 10^{-3}$

$e = 5.65\text{mm}$ → espesor mínimo de pared.

ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

En el análisis termodinámico se realizaron los cálculos necesarios para poder llegar a generar 1 kw de energía, al proponer la temperatura de 500°C en la cámara de expansión y 100°C en la cámara de compresión se logra llegar teóricamente a dicha potencia, la temperatura del foco caliente se puede hacer llegar por combustión externa y la temperatura del foco frío se disipa al exterior con el diseño de un sistema aletado.

TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE LA TUBERÍA DE CONEXIÓN.

Se debe de obtener un sistema de resistencia de los materiales en contacto que comunican el foco caliente y foco frío, para obtener la transferencia de calor por conducción.

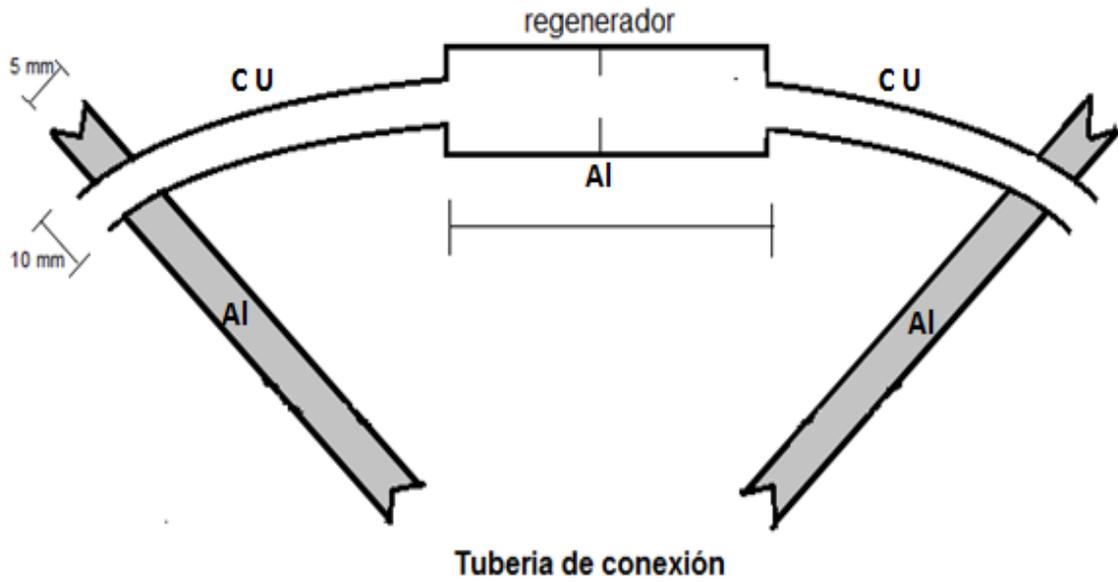
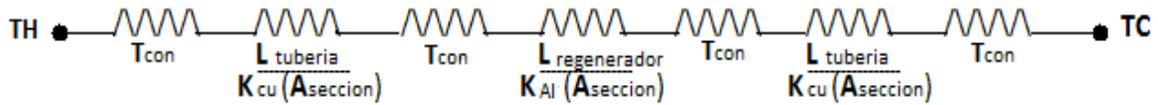


Figura 3.4 Tubería de conexión.

SISTEMA DE RESISTENCIAS DE MATERIAL.



R_{contacto} = resistencia de contacto entre el cilindro de aluminio y tubería de cobre.

h_{contacto} = coeficiente de transferencia de calor entre dos superficies (AL – CU).

A_{contacto} = área entre pared de aluminio y tubería de cobre.

K = conductividad del material.

$A_{\text{sección}}$ = área de sección de tubería.

Material	Diámetro Interior (m)	Diámetro exterior (m)	Espesor (m)	Conductividad Térmica K (w/mk)	Longitud (m)
Cobre (CU)	0.006	0.008	0.001	401	0.14
Aluminio(Al)	0.028	0.042	0.007	237	0.07

Tabla 3.1. Materiales de tubería.

Sección de área de cu

$$A_{\text{sección}} = \pi (D_{\text{int}}) \text{ espesor de pared}$$

$$A_{\text{sección}} = \pi (0.006\text{m}) (0.001\text{m})$$

$$\underline{A_{\text{sección}} = 1.884 \times 10^{-5} \text{m}^2}$$

Sección área de Al

$$A_{\text{sección}} = \pi (D_{\text{int}}) \text{ espesor de pared}$$

$$A_{\text{sección}} = \pi (0.028\text{m}) (0.007\text{m})$$

$$\underline{A_{\text{sección}} = 6.1575 \times 10^{-4} \text{m}^2}$$

Área de contacto

$$A_{\text{contacto}} = \pi (D_{\text{ext cu}}) L_{\text{tubería}}$$

$$L_{\text{tubería}} = \text{espesor de pared (\# de contacto entre Al-Cu)}$$

$$L_{\text{tubería}} = 0.07\text{m} (4) = 0.28\text{m}$$

$$A_{\text{contacto}} = \pi (0.008\text{m}) (0.28\text{m})$$

$$\underline{A_{\text{contacto}} = 7.037 \times 10^{-4} \text{m}^2}$$

Resistencia de contacto

$$R_{\text{contacto}} = \frac{1}{h_{\text{contacto}} (A_{\text{contacto}})} \text{-----} (3.9)^1$$

$$R_{\text{contacto}} = \frac{1}{56000 \text{ w/mk} (7.037 \times 10^{-5}) \text{m}^2}$$

$$\underline{R_{\text{contacto}} = 2.5380 \text{ w/k}}$$

Resistencia equivalente

Como las resistencias están en serie la resistencia total es:

$$R_{\text{equivalente}} = \sum \frac{1}{h_{\text{contacto}} (A_{\text{contacto}})} + \frac{L_{\text{tuberia Al}}}{K_{\text{Al}} A_{\text{sección}}} + \frac{L_{\text{tuberia cu}}}{K_{\text{cu}} A_{\text{sección}}}$$

Dónde:

$$\frac{L_{\text{tuberia cu}}}{K_{\text{cu}} A_{\text{sección}}} = \frac{0.14 \text{ m (2)}}{401 \text{ w/mk} (1.884 \times 10^{-5}) \text{ m}^2} = 37 \text{ k/w}$$

$$\frac{L_{\text{tuberia Al}}}{K_{\text{Al}} A_{\text{sección}}} = \frac{0.07 \text{ m}}{237 \text{ w/mk} (6.157 \times 10^{-4}) \text{ m}^2} = 0.479 \text{ k/w}$$

$$R_{\text{equivalente}} = 4(2.2380 \text{ k/w}) + 0.479 \text{ k/w} + 37 \text{ k/w}$$

$$R_{\text{equivalente}} = \mathbf{46.43 \text{ k/w}}$$

Flujo de calor por conducción.

$$Q_{\text{cond}} = \frac{T_H - T_C}{R_{\text{equivalente}}} \text{-----} (3.10)^2$$

$$Q_{\text{cond}} = \frac{500 - 100}{46.43}$$

$$Q_{\text{cond}} = 8.6151 \text{ w}$$

Ahora, se puede despejar de la ecuación (3.10)

$$T_1 = T_H - Q_{\text{cond}} R_{\text{con}}$$

$$T_1 = 773.15^\circ\text{K} - 8.6151 \text{ w} (2.5380 \text{ }^\circ\text{K /W})$$

$$\mathbf{T_1 = 751.28 \text{ }^\circ\text{K.}}$$

TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CILINDRO FRIO.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA.

Con la ecuación propuesta por Churchill y Bernstein, se realizará el cálculo de transferencia de calor por convección forzada para una superficie cilíndrica.

$$\bar{N}_{UD} = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad \text{----- (3.11)}^3$$

Dónde:

Diámetro exterior del cilindro (D)

Conductividad térmica del fluido externo a temperatura ambiente (K_{fluido})Numero de Reynolds para el fluido externo al cilindro (Re_D)

Velocidad del viento (V)

Viscosidad cinemática del fluido externo a temperatura ambiente (ν)Numero de Prandtl del fluido externo a temperatura ambiente a 21°C; $Pr = 0.708$.

$$Re_D = \frac{VD}{\nu} \quad \text{----- (3.12)}^4$$

Dónde:

V = 1.5 m/s en la ciudad de México.

D = 0.06 m

 $\nu = 15.35 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ a temperatura ambiente de 21°C.

$$Re_D = \frac{1.5 \text{ m/s}(0.06 \text{ m})}{15.35 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

³ Incropera, Principios de transferencia de calor, pag. 370⁴ Incropera, Principios de transferencia de calor, pag. 367.

$$\underline{\underline{Re_D = 5863.192}}$$

Sustituyendo en la ecuación (3.11)

$$\bar{N}_{UD} = 0.3 + \frac{0.62 (5863.192)^{1/2} (0.708)^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{0.708}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{5863.192}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

$$\underline{\underline{\bar{N}_{UD} = 39.9861}}$$

También se sabe que:

$$\bar{N}_{UD} = \frac{hc \cdot D}{K_{\text{fluido}}} \text{----- (3.12)}^5$$

Despejando (hc)

$$hc = \frac{\bar{N}_{UD} \cdot K_{\text{fluido}}}{D}$$

$$hc = \frac{39.9861(25.82 \frac{W}{mk})}{0.06 \text{ m}}$$

$$\underline{\underline{hc = 17.20 \frac{W}{m^2k}}}$$

Con la ecuación (3.13) se obtiene el espesor de la aleta.

$$\frac{hc \cdot t}{k} < 0.2 \text{----- (3.13)}^6$$

Dónde:

$K_{\text{aluminio}} = 273 \text{ w /mk}$ conductividad térmica del material

T=espesor de la aleta

Despejando (t)

⁵Kreith, principios de transferencia de calor, pag. 128

⁶Cengel, Transferencia de calor, pag. 165.

$$t < \frac{0.2 K}{hc}$$

$$t < \frac{0.2 (237 \text{ w/m}^2\text{k})}{17.20 \text{ w/m}^2\text{k}}$$

$$\underline{t < 2.75 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

Éste es el espesor mínimo de las aletas por lo tanto, se pueden maquinar las aletas de 5mm en base a los calculos anteriores.

TRANSFERENCIA DE CALOR POR SISTEMA ALETADO.

Se debe de analizar el foco frio para poder rechazar el calor que llega del foco caliente, esto se puede lograr con un sistema aletado, para rechazar calor al exterior y bajar la temperatura del gas a 100°C.

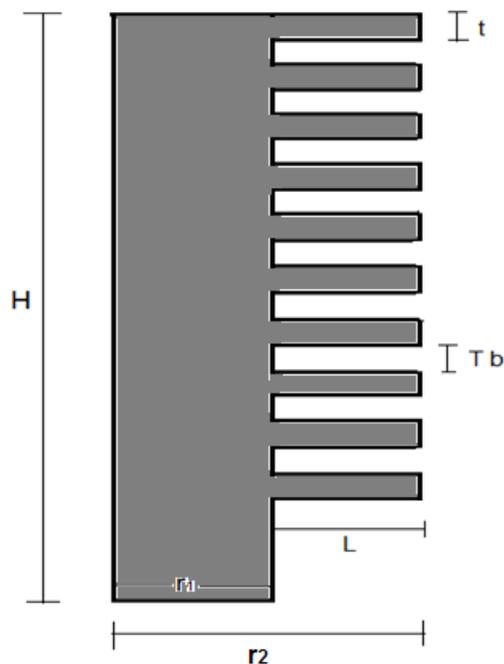


Figura 3.5 Cilindro aletado.

Datos

$$t = 5 \text{ mm}$$

$$r_1 = 3 \text{ cm}$$

$$r_2 = 5 \text{ cm}$$

$$L = 2 \text{ cm}$$

$$T_\infty = 294.15 \text{ }^\circ\text{K} \rightarrow 21^\circ\text{C}$$

$$T_b = 5 \text{ mm}$$

$$h_b = 50 \text{ w / m}^2\text{k}$$

$$T_b = 473.15^\circ\text{k} \rightarrow 200^\circ\text{C}$$

$$H = 15 \text{ cm.}$$

De la tabla A.1 (aluminio) Con la temperatura de 373.15°k → K= 186 w / m k

ANÁLISIS CON ALETAS:

$$qt = h At \left[1 - \frac{N A_f}{A_t} (1 - \mu_f) \right] \theta_b \quad \text{----- (3.14)}^7$$

Dónde:

$$A_f = 2 \pi (r_{2c}^2 - r_1^2) \rightarrow 2 \pi (0.0525^2 - 0.03^2) = 0.0116 \text{ m}$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2} \rightarrow 0.05 + \frac{0.005}{2} = 0.0525 \text{ m}$$

$$A_t = N A_f + 2 \pi r_1 (H - Nt)$$

$$A_t = 10(0.0116\text{m}) + 2 \pi (0.03\text{m}) [0.15 - 10(0.005)]$$

$$A_t = \mathbf{0.1348 \text{ m}^2}$$

Obtenemos la eficiencia de la aleta (μ_f)

$$L_c^{3/2} \left(\frac{h}{K A_p} \right)^{1/2} \quad \text{----- (3.15)}^8$$

$$(0.0225)^{3/2} \left[\frac{50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{k}}}{186 \frac{\text{W}}{\text{mk}} (1.125 \times 10^{-4} \text{ m}^2)} \right]^{1/2} = 0.16$$

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = \frac{0.0525}{0.03} = 1.75$$

Con 0.16 y 1.75 de la tabla 3.2 encontramos la eficiencia de la aleta.⁹

⁷Incropera, Principios de transferencia de calor, pag. 127.

^{8,9} Incropera, Principios de transferencia de calor, pag. 123

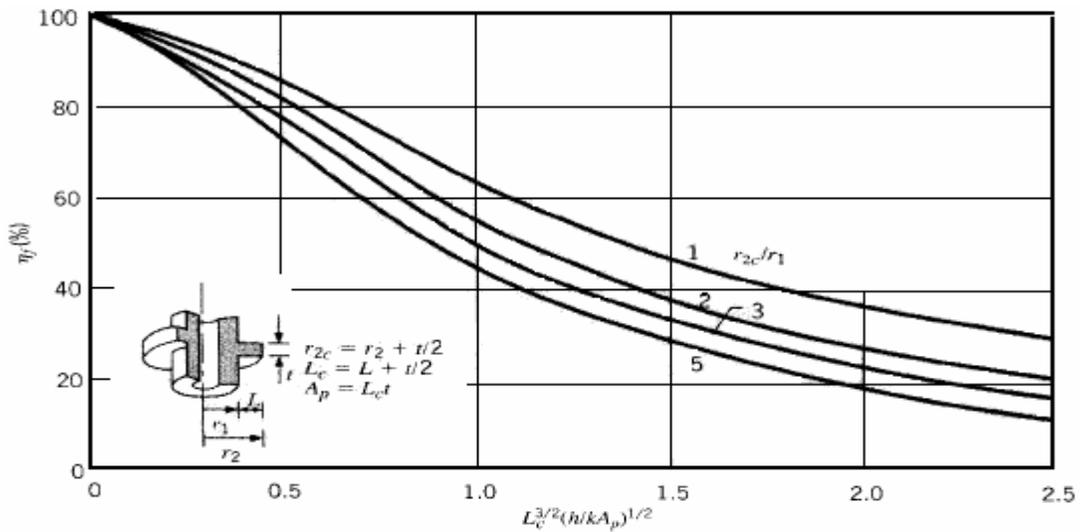


Tabla 3.2 Eficiencia de aletas.

Al ubicar los valores en la tabla (3.2) se obtiene $\mu_f = 0.95 \%$.

Sustituyendo los valores en ecuación (3.14).

Con aletas.

$$q_t = 50 \frac{W}{m^2k} (0.1348m^2) \left[1 - \frac{0.116m}{0.1348m^2} (1 - 0.95) \right] 79 \text{ } ^\circ k$$

qt = 509.56 W

Sin aletas.

$$q_{wo} = h (2 \pi r_1 H) \theta_b \text{ (3.16)}^{10}$$

$$q_{wo} = 50 \frac{W}{m^2k} \left[2 \pi (0.03m)(0.15m) \right] 79 \text{ } ^\circ K$$

qwo = 111.68 W

$$\Delta q = q_t - q_{wo}$$

$$\Delta q = 509.56 \text{ W} - 111.68 \text{ W}$$

Δq = 397.88 W

¹⁰ Incropera, Principios de transferencia de calor, Pag. 129.

FOCO CALIENTE.

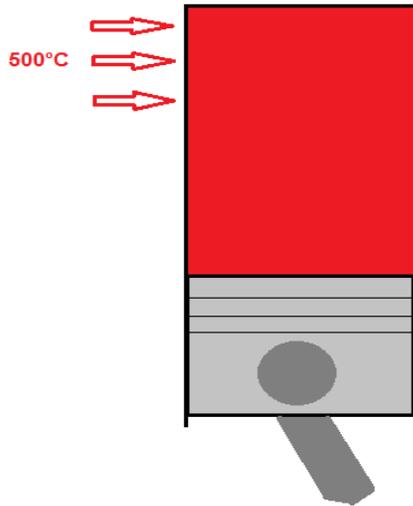


Fig.3.6 Foco caliente.

Datos:

$$H = 15 \text{ cm}$$

$$D = 6 \text{ cm}$$

$$T_{\text{ext}} = 773.15^\circ\text{k}$$

$T_{\text{int}} = 294.15^\circ\text{k}$ considerando 21°C al interior.

$$K_{\text{Al}} = 237 \text{ w / m k}$$

FORMULA DEL CALOR.

$$Q = \frac{K_{\text{Al}} A_{\text{cont}} (\Delta T)}{L} \text{ ----- (3.17)}$$

$$A_{\text{cont}} = \pi D H \rightarrow \pi (0.06\text{m}) (0.15\text{m})$$

$$A_{\text{cont}} = \pi (0.06\text{m})(0.15\text{m})$$

$$A_{\text{cont}} = 0.028\text{m}^2$$

$$Q = \frac{237 \frac{\text{W}}{\text{mk}} (0.028\text{m}^2) (479^\circ\text{k})}{0.005 \text{ m}}$$

Q = 635.72 KW éste resultado es el calor que pasa del exterior al interior.

VELOCIDAD ESTABLE DE TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE LA PARED.

$$R_{\text{pared}} = \frac{L}{KA} \text{ ----- (3.18)}^{11}$$

$$R_{\text{pared}} = \frac{0.005\text{m}}{237 \text{ w/ mk } (0.028 \text{ m}^2)}$$

$$R_{\text{pared}} = 5.90 \times 10^{-7} \text{ }^\circ\text{K / W}$$

¹¹Cengel, transferencia de calor, pag. 135.

ANÁLISIS CINEMÁTICO.

Con éste análisis se obtendrá posición, velocidad y aceleración de los elementos involucrados en el mecanismo biela-manivela-corredera, para obtener las dimensiones del cigüeñal y volante de inercia del motor, esto permitirá obtener un buen balance dinámico y estático en el sistema.

CADENA CINEMÁTICA PARA LOS PISTONES.

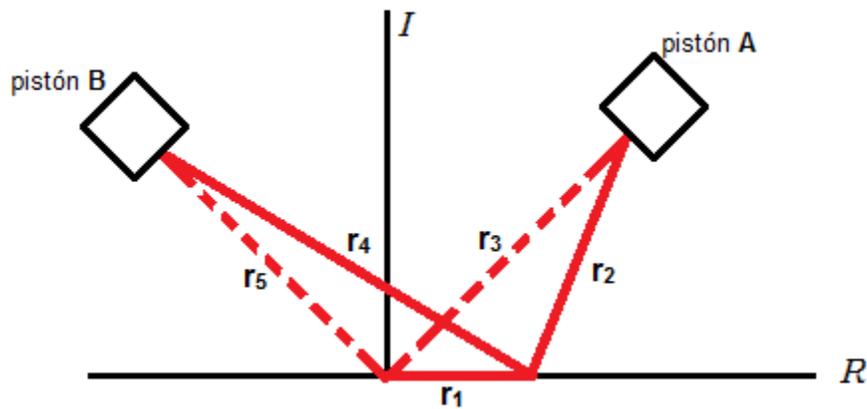


Figura 3.7 Cadena cinemática del mecanismo.

Datos

$$r_1 = 2 \text{ cm}$$

$$r_2 = 10.6 \text{ cm}$$

$$r_3 = 12 \text{ cm}$$

$$r_4 = 10.6 \text{ cm}$$

$$r_5 = 9 \text{ cm}$$

$$\theta_1 = 0^\circ$$

$$\theta_3 = 45^\circ$$

$$\theta_5 = 135^\circ$$

$$W_1 = 500 \text{ rpm.}$$

Incógnitas

$$\theta_2 = ?$$

$$\theta_4 = ?$$

HOJA DE CÁLCULOS.

$$\sum F_z = 0$$

$$F_A + F_B - F_C = 0$$

CIRCUITO DERECHO.

$$R_1 + R_2 = R_3$$

$$r_1 e^{j\theta_1} + r_2 e^{j\theta_2} = r_3 e^{j\theta_3} \text{ ----- (3.19) Posición.}$$

Se aplica la identidad de Euler.

$$r_1 (\cos\theta_1 + j\text{sen}\theta_1) + r_2 (\cos\theta_2 + j\text{sen}\theta_2) = r_3 (\cos\theta_3 + j\text{sen}\theta_3)$$

Parte real.

$$r_1 \cos\theta_1 + r_2 \cos\theta_2 = r_3 \cos\theta_3$$

$$2(1) + 10.6 \cos\theta_2 = 12(0.70)$$

$$10.6 \cos\theta_2 = 8.4 - 2$$

$$\theta_2 = \cos^{-1}(6.4 / 10.6)$$

$$\theta_2 = 52.41^\circ$$

Parte imaginaria

$$r_1 \text{sen}\theta_1 + r_2 \text{sen}\theta_2 = r_3 \text{sen}\theta_3$$

$$2(0) + 10.6 \text{sen}\theta_2 = 12(0.70)$$

$$\theta_2 = \text{sen}^{-1}(0.79)$$

$$\theta_2 = 52.18^\circ$$

Al derivar la ecuación (3.19) “posición” se obtiene la velocidad.

$$j\omega_1 r_1 e^{j\theta_1} + j\omega_2 r_2 e^{j\theta_2} = j\dot{r}_3 e^{j\theta_3} \text{ ----- (3.20) Velocidad.}$$

Al aplicar la identidad de Euler.

$$Jw_1r_1 (\cos\theta_1 + j\text{sen}\theta_1) + Jw_2r_2 (\cos\theta_2 + j\text{sen}\theta_2) = \dot{r}_3 (\cos\theta_3 + j\text{sen}\theta_3)$$

Parte real.

$$-w_1r_1\text{sen}\theta_1 - w_2r_2\text{sen}\theta_2 = \dot{r}_3\cos\theta_3$$

$$-52.35 \text{ rad/s} (2)(0) - w_2 (10.6)(0.79) = \dot{r}_3 (0.70)$$

$$-w_2 (8.37) = \dot{r}_3 (0.70)$$

$$\frac{-w_2 (8.37)}{0.70} = \dot{r}_3 \text{ ----- (a)}$$

Parte imaginaria.

$$w_1r_1 \cos\theta_1 + w_2r_2\cos\theta_2 = \dot{r}_3 \text{ sen}\theta_3$$

$$52.35 \text{ rad/s} (2) (1) + w_2 (10.6)(0.61) = \dot{r}_3 (0.70)$$

$$104.7 + w_2 (6.46) = \dot{r}_3 (0.70) \text{ ----- (b)}$$

Sustituyendo (a) en (b)

$$104.7 + w_2 (6.46) = \frac{-w_2 (8.37)}{0.70} (0.70)$$

$$104.7 = -w_2 (8.37) - w_2 (6.46)$$

$$104.7 = -w_2 (8.37 + 6.46) - (-7.06) (8.37)$$

$$\frac{104.7}{14.83} = -w_2$$

$$w_2 = -7.06$$

$$\frac{-(-7.06)(8.37)}{0.70} = \dot{r}_3$$

$$\dot{r}_3 = 84.41 \text{ cm/s}$$

Se deriva la ecuación (3.20) “velocidad” para obtener la aceleración.

$$J\alpha_1 r_1 e^{j\theta_1} + Jw_1 r_1 (jw_1 e^{j\theta_1}) + J\alpha_2 r_2 e^{j\theta_2} + Jw_2 r_2 (jw_2 e^{j\theta_2}) = \ddot{r}_3 e^{j\theta_3} \quad (3.21)$$

Aceleración.

Se aplicar la identidad de Euler.

$$J\alpha_1 r_1 (\cos\theta_1 + j \operatorname{sen}\theta_1) - w_1^2 r_1 (\cos\theta_1 + j \operatorname{sen}\theta_1) + J\alpha_2 r_2 (\cos\theta_2 + j \operatorname{sen}\theta_2) - w_2^2 r_2 (\cos\theta_2 + j \operatorname{sen}\theta_2) = \ddot{r}_3 (\cos\theta_3 + j \operatorname{sen}\theta_3)$$

Parte real.

$$-\alpha_1 r_1 \operatorname{sen}\theta_1 - w_1^2 r_1 \cos\theta_1 - \alpha_2 r_2 \operatorname{sen}\theta_2 - w_2^2 r_2 \cos\theta_2 = \ddot{r}_3 \cos\theta_3$$

$$-(-52.35 \operatorname{rad/s})^2 (2\operatorname{cm})(1) - \alpha_2 (10.6\operatorname{cm})(0.79) - (-7.06)^2 (10.6\operatorname{cm})(0.61) = \ddot{r}_3 (0.70)$$

$$-5481.045 - \alpha_2 (8.37) - (322.28) = \ddot{r}_3 (0.70)$$

$$\frac{-5481.045 - \alpha_2 (8.37) - (322.28)}{0.70} = \ddot{r}_3 \quad (c)$$

Parte imaginaria.

$$\alpha_1 r_1 \cos\theta_1 - w_1^2 r_1 \operatorname{sen}\theta_1 + \alpha_2 r_2 \cos\theta_2 - w_2^2 r_2 \operatorname{sen}\theta_2 = \ddot{r}_3 \operatorname{sen}\theta_3$$

$$\alpha_2 r_2 \cos\theta_2 - w_2^2 r_2 \operatorname{sen}\theta_2 = \ddot{r}_3 \operatorname{sen}\theta_3$$

$$\alpha_2 (10.6\operatorname{cm})(0.61) - (-7.06)^2 (10.6\operatorname{cm})(0.79) = \ddot{r}_3 (0.70)$$

$$\frac{\alpha_2 (6.46) - 417.39}{0.70} = \ddot{r}_3 \quad (d)$$

Al igualar (c) y (d)

$$\frac{-5481.45 - \alpha_2 (8.37) - (322.28)}{0.70} = \frac{\alpha_2 (6.46) - 417.39}{0.70}$$

$$5481.45 - \alpha_2 (8.37) - 322.28 = \alpha_2 (6.46) - 417.39$$

$$5481.45 - 322.28 + 417.39 = \alpha_2 (6.46) + \alpha_2 (8.37)$$

$$-5386.34 = \alpha_2 (6.46 + 8.37)$$

$$\alpha_2 = \frac{-5386.34}{14.83}$$

$$\alpha_2 = -363.20 \text{ rad/s}$$

Sustituyendo en ecuación (d)

$$\frac{-363.20(6.46) - 417.39}{0.70} = \ddot{r}_3$$

$$\ddot{r}_3 = -2763.66 \text{ cm/s}^2$$

$$\ddot{r}_3 = -27.63 \text{ m/s}^2$$

CIRCUITO IZQUIERDO.

$$R_1 + R_4 = R_5$$

$$r_1 e^{j\theta_1} + r_4 e^{j\theta_4} = r_5 e^{j\theta_5} \text{ ----- (3.22) Posición.}$$

Aplicando la identidad de Euler.

$$r_1 (\cos\theta_1 + j\text{sen}\theta_1) + r_4 (\cos\theta_4 + j\text{sen}\theta_4) = r_5 (\cos\theta_5 + j\text{sen}\theta_5)$$

Parte real.

$$r_1 \cos\theta_1 + r_4 \cos\theta_4 = r_5 \cos\theta_5$$

$$2(1) + 10.6 \cos\theta_4 = 9(-0.70)$$

$$10.6 \cos\theta_4 = -6.36 - 2$$

$$\theta_4 = \cos^{-1}(-8.36 / 10.6)$$

$$\theta_4 = 141.26^\circ$$

Parte imaginaria.

$$r_1 \text{sen}\theta_1 + r_4 \text{sen}\theta_4 = r_5 \text{sen}\theta_5$$

$$2(0) + 10.6 \operatorname{sen} \theta_4 = 9(0.70)$$

$$\theta_2 = \operatorname{sen}^{-1}(0.6)$$

$$\theta_4 = 36.86^\circ$$

Derivando la ecuación (3.22) “posición” se obtiene la velocidad

$$Jw_1r_1e^{j\theta_1} + Jw_4r_4e^{j\theta_4} = \dot{r}_5e^{j\theta_5} \text{----- (3.23) Velocidad.}$$

$$Jw_1r_1(\cos\theta_1 + j\operatorname{sen}\theta_1) + Jw_4r_4(\cos\theta_4 + j\operatorname{sen}\theta_4) = \dot{r}_5(\cos\theta_5 + j\operatorname{sen}\theta_5)$$

Parte real.

$$-w_1r_1\operatorname{sen}\theta_1 - w_4r_4\operatorname{sen}\theta_4 = \dot{r}_5\cos\theta_5$$

$$-52.35 \operatorname{rad/s} (2)(0) - w_4 (10.6)(0.62) = \dot{r}_5 (-0.70)$$

$$-w_2 (6.57) = \dot{r}_5 (-0.70)$$

$$\frac{-w_4 (6.57)}{-0.70} = \dot{r}_5 \text{----- (e)}$$

Parte imaginaria.

$$w_1r_1\cos\theta_1 + w_4r_4\cos\theta_4 = \dot{r}_5\operatorname{sen}\theta_5$$

$$52.35 \operatorname{rad/s} (2)(1) + w_4 (10.6)(-0.77) = \dot{r}_5 (0.70)$$

$$104.7 + w_4 (-8.16) = \dot{r}_5 (0.70)$$

$$\frac{104.7 + w_4 (-8.16)}{0.70} = \dot{r}_5 \text{----- (f)}$$

Al igualar (e) y (f)

$$\frac{104.7 + w_4 (-8.16)}{0.70} = \frac{-w_4 (6.57)}{-0.70}$$

$$-0.70 [104.7 + w_4 (-8.16)] = 0.70 [-w_4 (6.57)]$$

$$-73.29 + w_4(5.71) = -w_4(4.59)$$

$$-73.29 = -w_4(4.59) - w_4(5.71)$$

$$-73.29 = -w_4(4.37 + 5.71)$$

$$w_4 = -711$$

Sustituyendo en (e)

$$\frac{(-7.11)(6.57)}{-0.70} = \dot{r}_5$$

$$\dot{r}_5 = 66.79 \text{ m/s}$$

Al derivar la ecuación (3.23) “velocidad” se obtiene aceleración.

$$J\alpha_1 r_1 e^{j\theta_1} + Jw_1 r_1 (jw_1 e^{j\theta_1}) + J\alpha_4 r_4 e^{j\theta_4} + Jw_4 r_4 (jw_4 e^{j\theta_4}) = \ddot{r}_5 e^{j\theta_5} \text{ ----- (3.24)}$$

Aceleración.

Aplicamos la identidad de Euler.

$$J\alpha_1 r_1 (\cos\theta_1 + j \operatorname{sen}\theta_1) - w_1^2 r_1 (\cos\theta_1 + j \operatorname{sen}\theta_1) + J\alpha_4 r_4 (\cos\theta_4 + j \operatorname{sen}\theta_4) - w_4^2 r_4 (\cos\theta_4 + j \operatorname{sen}\theta_4) = \ddot{r}_5 (\cos\theta_5 + j \operatorname{sen}\theta_5)$$

Parte real.

$$-\alpha_1 r_1 \operatorname{sen}\theta_1 - w_1^2 r_1 \cos\theta_1 - \alpha_4 r_4 \operatorname{sen}\theta_4 - w_4^2 r_4 \cos\theta_4 = \ddot{r}_5 \cos\theta_5$$

$$-(52.35 \text{ rad/s})^2 (2\text{cm})(1) - \alpha_4 (10.6\text{cm})(0.59) - (7.11)^2 (10.6\text{cm})(-0.77) = \ddot{r}_5 (-0.70)$$

$$-5481.045 - \alpha_4 (10.6)(0.62) + 412.60 = \ddot{r}_5 (-0.70)$$

$$\frac{-5481.045 - \alpha_4 (10.6)(0.62) + 412.60}{-0.70} = \ddot{r}_5 \text{ ----- (g)}$$

Parte imaginaria.

$$\alpha_1 r_1 \cos\theta_1 - w_1^2 r_1 \operatorname{sen}\theta_1 + \alpha_4 r_4 \cos\theta_4 - w_4^2 r_4 \operatorname{sen}\theta_4 = \ddot{r}_5 \operatorname{sen}\theta_5$$

$$\alpha_4 r_4 \cos \theta_4 - w_4^2 r_4 \sin \theta_4 = \ddot{r}_5 \sin \theta_5$$

$$\alpha_4 (10.6 \text{ cm})(-0.77) - (-7.11)^2 (10.6 \text{ cm})(0.62) = \ddot{r}_5 (0.70)$$

$$\frac{\alpha_4(-8.16) - 332.22}{0.70} = \ddot{r}_5 \quad \text{(h)}$$

Igualando (g) y (h)

$$\frac{-5481.45 - \alpha_4(6.57) + (412.60)}{-0.70} = \frac{\alpha_4(-8.16) - 322.22}{0.70}$$

$$0.70 [5481.04] - \alpha_4 (6.57) + 412.60 = -0.70 [(\alpha_4 (-8.16) - 322.22)]$$

$$-3836.72 - \alpha_4 (4.59) + 288.82 = \alpha_4 (5.71) + 232.55$$

$$-3836.72 + 288.82 - 232.55 = \alpha_4 (5.71) + \alpha_4 (4.59)$$

$$-3780.45 = \alpha_4 (5.71 + 4.59)$$

$$\alpha_4 = \mathbf{-367.03}$$

Sustituyendo en ecuación (h)

$$\frac{-367.03(-8.16) - 322.22}{0.70} = \ddot{r}_5$$

$$\ddot{r}_5 = 3803.92 \text{ cm/s}^2$$

$$\ddot{r}_5 = \mathbf{38.03 \text{ m/s}^2}$$

CADENA CINEMÁTICA CON EL CENTRO DE MASA DE LA BIELA.

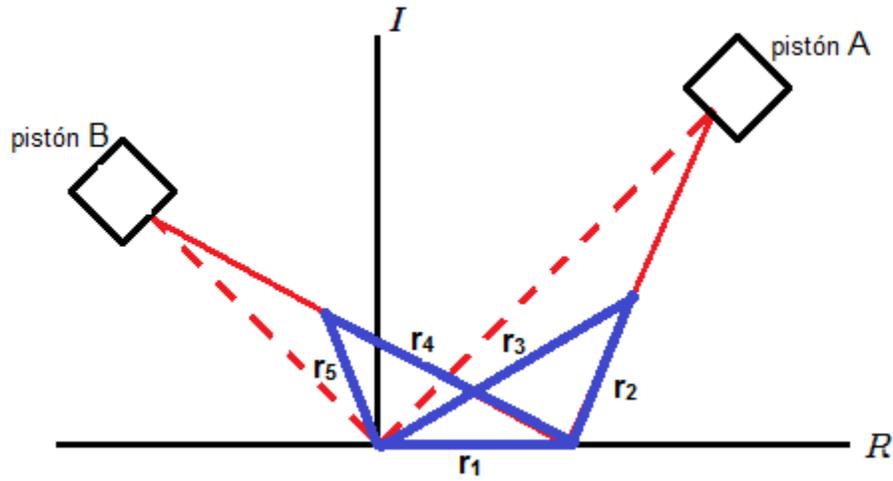


Figura 3.8 Cadena cinemática con el centro de masa de las bielas.

Datos

$$r_1 = 2 \text{ cm}$$

$$r_2 = 5.2 \text{ cm}$$

$$r_3 = 6.5 \text{ cm}$$

$$r_4 = 5.2 \text{ cm}$$

$$r_5 = 3.7 \text{ cm}$$

$$\theta_1 = 180^\circ$$

$$\theta_2 = 45^\circ$$

$$\theta_4 = 135^\circ$$

Incógnitas

$$\theta_5 = ?$$

$$\theta_3 = ?$$

HOJA DE CÁLCULO.

$$\sum F_z = 0$$

$$F_A + F_B - F_C = 0$$

CIRCUITO DERECHO.

$$R_1 + R_3 = R_2$$

$$r_1 e^{j\theta_1} + r_3 e^{j\theta_3} = r_2 e^{j\theta_2} \text{ ----- (3.25) Posición.}$$

Aplicando la identidad de Euler.

$$r_1 (\cos\theta_1 + j\text{sen}\theta_1) + r_3 (\cos\theta_3 + j\text{sen}\theta_3) = r_2 (\cos\theta_2 + j\text{sen}\theta_2)$$

Parte real.

$$r_1 \cos\theta_1 + r_3 \cos\theta_3 = r_2 \cos\theta_2$$

$$2(-1) + 6.5 \cos\theta_3 = 5.2 (0.61)$$

$$\theta_3 = \cos(5.17 / 6.5)$$

$$\theta_3 = 37.81^\circ$$

Parte imaginaria.

$$r_1 \text{sen}\theta_1 + r_3 \text{sen}\theta_3 = r_2 \text{sen}\theta_2$$

$$2(0) + 6.5 \text{sen}\theta_3 = 5.2(0.79)$$

$$\theta_3 = 39.05^\circ$$

Al derivar la ecuación (3.25) “posición” se obtiene velocidad.

$$Jw_1 r_1 e^{j\theta_1} + Jw_3 r_3 e^{j\theta_3} = \dot{r}_2 e^{j\theta_2} \text{ ----- (3.26) Velocidad.}$$

$$Jw_1 r_1 (\cos\theta_1 + j\text{sen}\theta_1) + Jw_3 r_3 (\cos\theta_3 + j\text{sen}\theta_3) = \dot{r}_2 (\cos\theta_2 + j\text{sen}\theta_2)$$

Parte real.

$$-w_1 r_1 \text{sen}\theta_1 - w_3 r_3 \text{sen}\theta_3 = \dot{r}_2 \cos\theta_2$$

$$-52.35 \text{ rad/s} (2)(0) - w_3 (6.5)(0.61) = \dot{r}_2 (0.61)$$

$$\frac{-w_3 (3.96)}{0.61} = \dot{r}_2 \text{ ----- (a')}$$

Parte imaginaria.

$$w_1 r_1 \cos\theta_1 + w_3 r_3 \cos\theta_3 = \dot{r}_2 \text{sen}\theta_2$$

$$52.35 \text{ rad/s} (2) (-1) + w_3 (6.5)(0.79) = \dot{r}_2 (0.79)$$

$$-104.7 + w_3 (5.13) = \dot{r}_2 (0.79) \text{ ----- (b')}$$

Sustituyendo (a') en (b')

$$-104.7 + w_3 (5.13) = \frac{-w_3 (3.96)}{0.61} (0.79)$$

$$0.61[-104.7 + w_3(5.13)] = [-w_3 (3.96)] 0.79$$

$$-63.86 = -w_3 (3.12) - w_3 (3.12)$$

$$-63.86 = -w_3 (3.12 + 3.12)$$

$$\frac{-63.86}{6.24} = -w_3$$

$$w_3 = 10.07$$

Sustituyendo en ecuación (a')

$$\frac{-10.07(3.96)}{0.61} = \dot{r}_2$$

$$\dot{r}_2 = -65.37 \text{ cm/s}$$

Al derivar ecuación (3.26) “velocidad” se obtiene aceleración.

$$J\alpha_1 r_1 e^{j\theta_1} + Jw_1 r_1 (jw_1 e^{j\theta_1}) + J\alpha_3 r_3 e^{j\theta_3} + Jw_3 r_3 (jw_3 e^{j\theta_3}) = \ddot{r}_2 e^{j\theta_2} \text{ ----- (3.27)}$$

Aceleración.

Aplicando la identidad de Euler.

$$J\alpha_1 r_1 (\cos\theta_1 + j \text{sen}\theta_1) - w_1^2 r_1 (\cos\theta_1 + j \text{sen}\theta_1) + J\alpha_3 r_3 (\cos\theta_3 + j \text{sen}\theta_3) - w_3^2 r_3 (\cos\theta_3 + j \text{sen}\theta_3) = \ddot{r}_2 (\cos\theta_2 + j \text{sen}\theta_2)$$

Parte real.

$$-\alpha_1 r_1 \text{sen}\theta_1 - w_1^2 r_1 \cos\theta_1 - \alpha_3 r_3 \text{sen}\theta_3 - w_3^2 r_3 \cos\theta_3 = \ddot{r}_2 \cos\theta_2$$

$$-(52.35 \text{ rad/s})^2 (2\text{cm})(-1) - \alpha_3 (6.5\text{cm})(0.61) - (10.07)^2 (6.5\text{cm})(0.79) = \ddot{r}_2(0.61)$$

$$5481.045 - \alpha_3 (3.96) - (520.71) = \ddot{r}_2 (0.61)$$

$$\frac{5481.045 - \alpha_3(3.96) - (520.71)}{0.61} = \ddot{r}_2 \text{ ----- (c')}$$

Parte imaginaria.

$$\alpha_1 r_1 \cos\theta_1 - w_1^2 r_1 \sin\theta_1 + \alpha_3 r_3 \cos\theta_3 - w_3^2 r_3 \sin\theta_3 = \ddot{r}_2 \sin\theta_2$$

$$\alpha_3 r_3 \cos\theta_3 - w_3^2 r_3 \sin\theta_3 = \ddot{r}_2 \sin\theta_2$$

$$\alpha_3 (6.5\text{cm})(0.79) - (10.07)^2(6.5\text{cm})(0.61) = \ddot{r}_2 (0.79)$$

$$\frac{\alpha_3(5.13) - 402.07}{0.79} = \ddot{r}_2 \text{ ----- (d')}$$

Igualando (c') y (d')

$$\frac{5481.045 - \alpha_3(3.96) - (520.71)}{0.61} = \frac{\alpha_3(5.13) - 402.07}{0.79}$$

$$0.79 [5481.45 - \alpha_3 (3.96) - 520.71] = [\alpha_3 (5.13) - 402.07] 0.61$$

$$4330.34 - 411.36 + 245.26 = \alpha_2 (3.12) + \alpha_2 (3.12)$$

$$4164.24 = \alpha_2 (3.12 + 3.12)$$

$$\alpha_3 = \frac{4164.24}{6.24}$$

$$\alpha_3 = \mathbf{667.34}$$

Sustituyendo en ecuación (d')

$$\frac{5481.45 - 667.34 (3.96) - 520.71}{0.61} = \ddot{r}_2$$

$$\ddot{r}_2 = 3800 \text{ cm/s}^2$$

$$\ddot{r}_2 = 38 \text{ m/s}^2$$

CIRCUITO IZQUIERDO.

$$R_1 + R_5 = R_4$$

$$r_1 e^{j\theta_1} + r_5 e^{j\theta_5} = r_4 e^{j\theta_4} \text{ ----- (3.28) Posición.}$$

Aplicando la identidad de Euler.

$$r_1 (\cos\theta_1 + j\text{sen}\theta_1) + r_5 (\cos\theta_5 + j\text{sen}\theta_5) = r_4 (\cos\theta_4 + j\text{sen}\theta_4)$$

Parte real.

$$r_1 \cos\theta_1 + r_5 \cos\theta_5 = r_4 \cos\theta_4$$

$$2(-1) + 3.7 \cos\theta_5 = 5.2 (-0.77)$$

$$\cos\theta_5 = -2 / 3.7$$

$$\theta_5 = \cos^{-1}(-0.54)$$

$$\theta_5 = 122.68^\circ$$

Parte imaginaria.

$$r_1 \text{sen}\theta_1 + r_5 \text{sen}\theta_5 = r_4 \text{sen}\theta_4$$

$$2(0) + 3.7 \text{sen}\theta_5 = 5.2 (0.62)$$

$$\theta_5 = \text{sen}^{-1}(0.87)$$

$$\theta_5 = 60.45^\circ$$

Al derivar la ecuación (3.28) “posición” se obtiene la velocidad.

$$j\omega r_1 e^{j\theta_1} + j\omega r_5 e^{j\theta_5} = j\dot{r}_4 e^{j\theta_4} \text{ ----- (3.29) Velocidad.}$$

Al aplicar la identidad de Euler.

$$Jw_1r_1 (\cos\theta_1 + j\text{sen}\theta_1) + Jw_5r_5 (\cos\theta_5 + j\text{sen}\theta_5) = \dot{r}_4 (\cos\theta_4 + j\text{sen}\theta_4)$$

Parte real.

$$-w_1r_1 \text{sen}\theta_1 - w_5r_5 \text{sen}\theta_5 = \dot{r}_4 \cos\theta_4$$

$$-52.35 \text{ rad/s} (2) (0) - w_5 (3.7) (0.84) = \dot{r}_4 (-0.77)$$

$$-w_5 (3.10) = \dot{r}_4 (-0.77)$$

$$\frac{-w_5 (3.10)}{-0.77} = \dot{r}_4 \quad \text{----- (e')}$$

Parte imaginaria.

$$w_1r_1 \cos\theta_1 + w_5r_5 \cos\theta_5 = \dot{r}_4 \text{sen}\theta_4$$

$$52.35 \text{ rad/s} (2) (-1) + w_5 (3.7) (-0.53) = \dot{r}_4 (0.62)$$

$$-104.7 - w_5 (1.96) = \dot{r}_4 (0.62)$$

$$\frac{-104.7 - w_5 (1.96)}{0.62} = \dot{r}_4 \quad \text{----- (f')}$$

Igualando (e') y (f')

$$\frac{-104.7 - w_5 (1.96)}{0.62} = \frac{-w_5 (3.10)}{-0.77}$$

$$-0.77 [-104.7 + w_5 (1.96)] = 0.62 [-w_5 (3.10)]$$

$$80.61 + w_5 (1.50) = -w_5 (1.92)$$

$$80.61 = -w_5 (1.92) - w_5 (1.50)$$

$$80.61 = -w_5 (1.92 + 1.50)$$

$$80.61 = -w_5 (3.42)$$

$$w_4 = -23.57$$

Sustituyendo en (e')

$$\frac{-(-23.57)(3.10)}{-0.77} = \dot{r}_4$$

$$\dot{r}_5 = -94.89 \text{ cm/s}$$

Al derivar la ecuación (3.29) "velocidad" se obtiene aceleración.

$$J\alpha_1 r_1 e^{j\theta_1} + Jw_1 r_1 (jw_1 e^{j\theta_1}) + J\alpha_5 r_5 e^{j\theta_5} + Jw_5 r_5 (jw_5 e^{j\theta_5}) = \ddot{r}_4 e^{j\theta_4} \text{ ----- (3.30)}$$

Aceleración.

Aplicando la identidad de Euler.

$$J\alpha_1 r_1 (\cos\theta_1 + j \text{sen}\theta_1) - w_1^2 r_1 (\cos\theta_1 + j \text{sen}\theta_1) + J\alpha_5 r_5 (\cos\theta_5 + j \text{sen}\theta_5) - w_5^2 r_5 (\cos\theta_5 + j \text{sen}\theta_5) = \ddot{r}_4 (\cos\theta_4 + j \text{sen}\theta_4)$$

Parte real.

$$-\alpha_1 r_1 \text{sen}\theta_1 - w_1^2 r_1 \cos\theta_1 - \alpha_5 r_5 \text{sen}\theta_5 - w_5^2 r_5 \cos\theta_5 = \ddot{r}_4 \cos\theta_4$$

$$-(52.35 \text{ rad/s})^2 (2 \text{ cm})(-1) - \alpha_5 (3.7)(0.84) - (-23.57)^2 (3.7 \text{ cm})(-0.53) = \ddot{r}_4 (-0.77)$$

$$5481.045 - \alpha_5 (3.1) + 1089.42 = \ddot{r}_4 (-0.77)$$

$$\frac{5481.045 - \alpha_5 (3.1) + 1089.42}{-0.77} = \ddot{r}_4 \text{ ----- (g')}$$

Parte imaginaria.

$$\alpha_1 r_1 \cos\theta_1 - w_1^2 r_1 \text{sen}\theta_1 + \alpha_5 r_5 \cos\theta_5 - w_5^2 r_5 \text{sen}\theta_5 = \ddot{r}_4 \text{sen}\theta_4$$

$$\alpha_5 r_5 \cos\theta_5 - w_5^2 r_5 \text{sen}\theta_5 = \ddot{r}_4 \text{sen}\theta_4$$

$$\alpha_5 (3.7 \text{ cm})(-0.53) - (-23.57)^2 (3.7 \text{ cm})(0.0.84) = \ddot{r}_4 (0.62)$$

$$-\alpha_5 (1.96) - 1726.63 = \ddot{r}_4 (0.62)$$

$$\frac{-\alpha_5 (1.96) - 1726.63}{0.62} = \ddot{r}_4 \text{ ----- (h')}$$

Igualando (\dot{g}) y (\dot{h})

$$\frac{5481.045 - \alpha_5 (3.1) + 1089.42}{-0.77} = \frac{-\alpha_5 (1.96) - 1726.63}{0.62}$$

$$0.62 [5481.04 - \alpha_5 (3.1)] + 412.60 = -0.77 [\alpha_5 (-1.96) - 1726.63]$$

$$3398.49 - \alpha_5 (1.92) + 675.44 = \alpha_5 (1.50) + 1329.50$$

$$3398.49 + 675.44 - 1329.50 = \alpha_5 (1.50) + \alpha_5 (1.92)$$

$$-2744.43 = \alpha_5 (1.50 + 1.92)$$

$$\alpha_5 = 802.46$$

Sustituyendo en ecuación (\dot{g})

$$\frac{5481.45 - 2487.62 + 1089.42}{-0.77} = \ddot{r}_4$$

$$\ddot{r}_4 = -5302.92 \text{ cm/s}^2$$

$$\ddot{r}_5 = -53.02 \text{ m/s}^2$$

ANÁLISIS DE MOMENTO DINÁMICO.

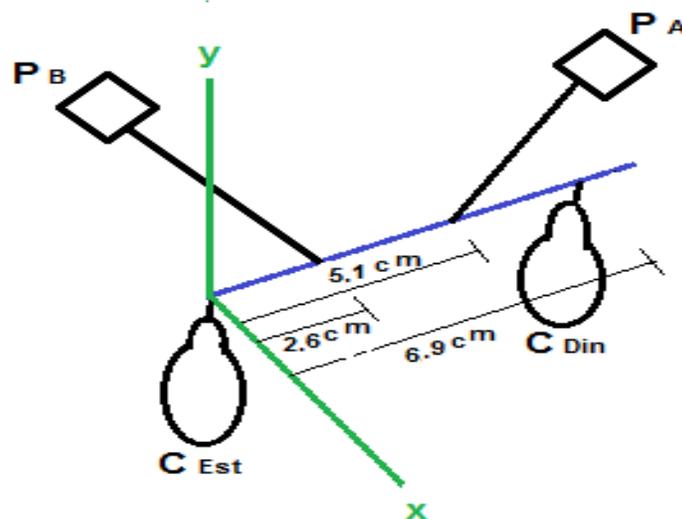


Figura 3.9 Diagrama de cuerpo libre.

Elemento	Masa en (g)	Masa en (Kg)
Pistón	90	0.090
Biela	118	0.118

Tabla 3.3. Masa de pistón y biela

Elemento	Angulo (θ)	Cos (θ)	Sen (θ)	Brazo de palanca “L” en (m)	Magnitud “r” en (m)
Pistón A (P_A)	45°	0.70	0.70	0.051	0.085
Pistón B (P_B)	135°	-0.70	0.70	0.026	0.1035
Biela A (B_A)	45°	0.70	0.70	0.051	0.031
Biela B (B_B)	146°	-0.82	0.55	0.026	0.0525
contrapeso (E)				0.006	0.005
Contrapeso (D)				0.068	0.005

Tabla 3.4 Especificaciones de elementos mecánicos.

Elemento	Aceleración (m / s^2)
Pistón A (P_A)	-27.63
Pistón B (P_B)	38.03
Biela A (B_A)	38
Biela B (B_B)	-53.02

Tabla 3.4 Aceleración de pistón y biela.

$$\sum \mathbf{F} = \mathbf{0}$$

$$F_{PB}L_{PB} + F_{BB}L_{PB} + F_{PA}L_{PA} + F_{BA}L_{BA} - F_D L_D = 0$$

$$m_{PB} w^2 r_{PB} L_{PB} \cos\theta_{PB} + m_{BB} w^2 r_{BB} L_{BB} \cos\theta_{BB} + m_{PA} w^2 r_{PA} L_A \cos\theta_{PA} + m_{BA} w^2 r_{BA} L_{BA} \cos\theta_{BA} = m_D w^2 r_D L_D \cos\theta_D$$

$$0.090\text{kg} (52.35 \text{ rad/s})^2 (0.1035\text{m})(0.026\text{m})\cos(135) +$$

$$0.118\text{kg} (52.35 \text{ rad/s})^2 (0.0525\text{m})(0.026\text{m})\cos(146) +$$

$$0.090\text{kg} (52.35 \text{ rad/s})^2 (0.085\text{m}) (0.051\text{m}) \cos (45) +$$

$$0.118\text{kg} (52.35 \text{ rad/s})^2 (0.031\text{m}) (0.051\text{m}) \cos (45) =$$

$$0.051\text{kg} (52.35\text{rad/s})^2 (0.005\text{m}) (0.068\text{m}) \cos\theta_D$$

$$0.663(-0.70) + 0.865(-0.82) + 1.06(0.70) + 0.511(0.70) = 0.047 \cos\theta_D$$

$$-0.464 - 0.70 + 0.742 + 0.357 = 0.047 \cos\theta_D$$

$$-0.065 = 0.047 \cos\theta_D \text{ ----- (3.31)}$$

Imaginarios.

$$m_{PB} w^2 r_{PB} L_B \text{ sen}\theta_{PB} + m_{BB} w^2 r_{BB} L_{BB} \text{ sen}\theta_{BB} + m_{PA} w^2 r_{PA} L_A \text{ sen}\theta_{PA} + m_{BA} w^2 r_{BA} L_B \text{ sen}\theta_{BA} = m_D w^2 r_D L_D \text{ sen}\theta_D$$

$$0.090\text{kg}(52.35\text{rad/s})^2(0.1035\text{m})(0.026\text{m})\text{sen}(135) + 0.118\text{kg} (52.35 \text{ rad/s})^2 (0.0525\text{m})(0.026\text{m})\text{sen}(146) + 0.090\text{kg} (52.35 \text{ rad/s})^2 (0.085\text{m}) (0.051\text{m}) \text{ sen}(45) + 0.118\text{kg} (52.35 \text{ rad/s})^2 (0.031\text{m}) (0.051\text{m}) \text{ sen}(45) = 0.051\text{kg} (52.35\text{rad/s})^2 (0.005\text{m}) (0.068\text{m}) \text{ sen}\theta_D$$

$$0.663(0.70) + 0.865(0.55) + 1.06 (0.70) + 0.511(0.70) = 0.047 \text{ sen}\theta_D$$

$$0.464 + 0.475 + 0.742 + 0.357 = 0.047 \text{ sen}\theta_D$$

$$2.038 = 0.047 \text{ sen}\theta_D \text{ ----- (3.32)}$$

Dividiendo (3.32) en (3.31)

$$2.038/-0.065 = 0.047\text{sen}\theta_D / 0.047\text{cos}\theta_D$$

$$\frac{2.038}{-0.065} = \frac{0.047\text{sen}\theta_D}{0.047\text{cos}\theta_D}$$

$$-31.35 = \tan \theta_D$$

$$\theta_D = \tan^{-1} (-31.35)$$

$$\theta_D = -88.17^\circ$$

MOMENTO ESTÁTICO DEL SISTEMA.

$$F_{PA} + F_{PB} + F_{BA} + F_{BB} + F_D - F_C = 0$$

$$F_{PA} = 0.090 \text{ kg } (-27.63 \text{ m / s}^2) = - 2.48 \text{ N}$$

$$F_{PB} = 0.090 \text{ kg } (38.03 \text{ m / s}^2) = 3.42 \text{ N}$$

$$F_{BA} = 0.118 \text{ kg } (38 \text{ m / s}^2) = 4.48 \text{ N}$$

$$F_{BA} = 0.118 \text{ kg } (-53.02 \text{ m / s}^2) = -6.25 \text{ N}$$

*para encontrar la fuerza de contrapeso dinámico F_D y fuerza de contrapeso estático F_C se consideraron las siguientes fórmulas:

$$F_c = m * a_c ; a_c = w^2 r_c$$

$$w^2 = 52.35 \text{ rad / s}$$

r_c = centro de masa del contrapeso 0.005 m

$$a_c = 52.35 \text{ rad / s } (0.005\text{m})$$

$$a_c = \mathbf{13.70 \text{ m / s}^2}$$

Ahora se obtiene la masa (m).

$$m = V \rho$$

ρ = densidad 7.87 g / cm³

$$V = \frac{\pi (r)^2 L}{2}$$

Volumen de la geometría propuesta.

$$V = [\pi (3.5\text{cm})^2 (1.2\text{cm})] / 2$$

$$V = \mathbf{23.09 \text{ cm}^3}$$

$$m = 23.09 (7.87 \text{ g / cm}^3)$$

$$m = 181.71 \text{ g}$$

$$m = 0.1817 \text{ kg}$$

Por lo tanto F_c

$$F_c = 0.01817 \text{ kg} (13.70 \text{ m} / \text{s}^2)$$

$$F_c = 0.2489 \text{ N} = F_D$$

Reales

$$F_{PA} \cos \theta_{PA} + F_{PB} \cos \theta_{PB} + F_{BA} \cos \theta_{BA} + F_{BB} \cos \theta_{BB} + F_D \cos \theta_D = F_C \cos \theta_C$$

$$-2.48 (\cos 45) + 3.42 (\cos 135) + 4.484 (\cos 45) - 6.25 (\cos 146) + 0.248 (\cos -88.17) = 0.248 (\cos \theta_C)$$

$$-1.75 - 2.41 + 3.17 + 5.18 + 0.074 = 0.248 (\cos \theta_C)$$

$$4.26 = 0.248 (\cos \theta_C) \text{ ----- (3.33)}$$

Imaginarios

$$F_{PA} \sin \theta_{PA} + F_{PB} \sin \theta_{PB} + F_{BA} \sin \theta_{BA} + F_{BB} \sin \theta_{BB} + F_D \sin \theta_D = F_C \sin \theta_C$$

$$-2.48 (\sin 45) + 3.42 (\sin 135) + 4.484 (\sin 45) - 6.25 (\sin 146) + 0.248 (\sin -88.17) = 0.248 (\sin \theta_C)$$

$$-1.75 + 2.41 + 3.17 - 3.49 - 0.245 = 0.248 (\sin \theta_C)$$

$$-0.095 = 0.248 (\sin \theta_C) \text{ ----- (3.34)}$$

Dividiendo (2) entre (1)

$$4.26 / -0.095 = \tan \theta_C$$

$$\tan \theta_C = -44.84$$

$$\theta_C = \tan^{-1} (-44.84)$$

$$\theta_C = -88.72$$

Con las dimensiones y la geometría propuesta para los contrapesos se obtiene como resultado un ángulo de 89° para el contrapeso estático y 89° para el contrapeso dinámico, ahora se realizan los cálculos para el diseño del volante de inercia.

VOLANTE DE INERCIA.

MOMENTO DE INERCIA PARA UN DISCO.

$$I = \frac{m r^2}{2} \text{ ----- (3.35) }^{(12)}$$

Donde;

m = masa del volante; $m = \rho \pi e r^2$

r = radio del volante a diseñar.

ρ = densidad del material del volante.

e = espesor del disco.

Sustituyendo “ m ” en ecuación (3.35)

$$I = \frac{\rho \pi e r^4}{2} \text{ ----- (3.36)}$$

Despejando r de la ecuación 3.36

$$r = \sqrt[4]{\frac{2I}{\rho \pi e}} \text{ ----- (3.37)}$$

Donde;

$$I = \frac{E}{k w_{prom}^2} \text{ ----- (3.38)}^{13}$$

K = coeficiente de fluctuación, es un parámetro que debe elegir el diseñador, por lo general se ajusta entre 0.01 y 0.05 y corresponde a 1 a 5% de la velocidad del eje. Mientras más pequeño sea el valor elegido, más grande será el volante.

¹² Norton, Dinámica de maquinaria, pág. 517.

¹³ Norton, Dinámica de maquinaria, pag. 516

W_{prom} = velocidad angular promedio.

E= cambio de energía.

El cambio de energía se obtiene con la diferencia de áreas en la gráfica de **torque vs ángulo de la manivela**.

Para obtener la gráfica se deben considerar los siguientes parámetros:

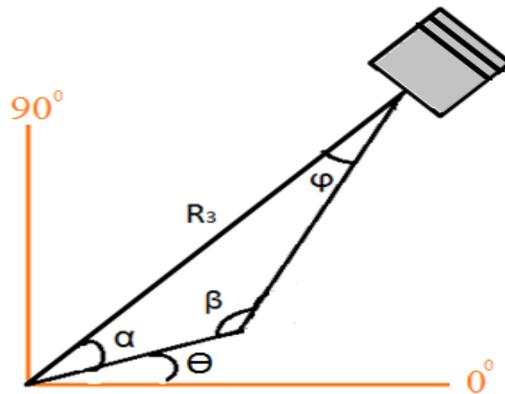


Figura 3.10 Ángulos del mecanismo.

En el diagrama se muestran los ángulos involucrados en el mecanismo, conforme gira la manivela (θ) se va obteniendo diferente volumen, presión, fuerza, torque, etc., con base a ello se aplican las siguientes formulas.

VOLUMEN DE LA CÁMARA DE TRABAJO.

$$V = \pi r^2 (R3) \text{ ----- (3.39)}$$

$R3$ = es la variable con respecto al ángulo de θ .

PRESIÓN EN CÁMARA DE TRABAJO.

$$P = RT / V \text{ ----- (3.40)}$$

* Considerando que el Helio es un gas ideal.

Donde;

R = constante universal de los gases.

T= temperatura promedio del sistema.

V= volumen de la cámara de trabajo respecto al giro de la manivela.

FUERZA DEL PISTÓN.

$$\mathbf{F} = \mathbf{P} \times \mathbf{A} \text{ ----- (3.41)}$$

Donde;

P= presión en la cámara de trabajo.

A= área de cilindro.

TORQUE DEL MECANISMO.

$$\mathbf{T} = \mathbf{F} \times \mathbf{d} \text{ ----- (3.42)}$$

Donde;

F= fuerza del pistón.

d= distancia mínima entre el punto de apoyo de la manivela y la biela.

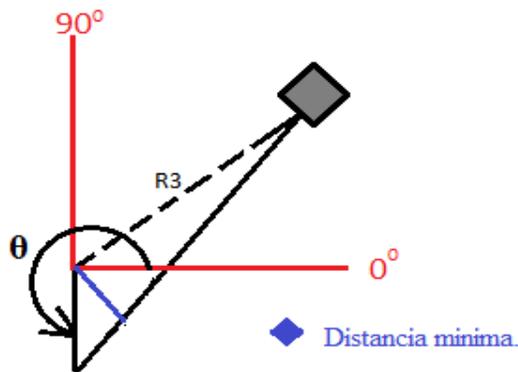


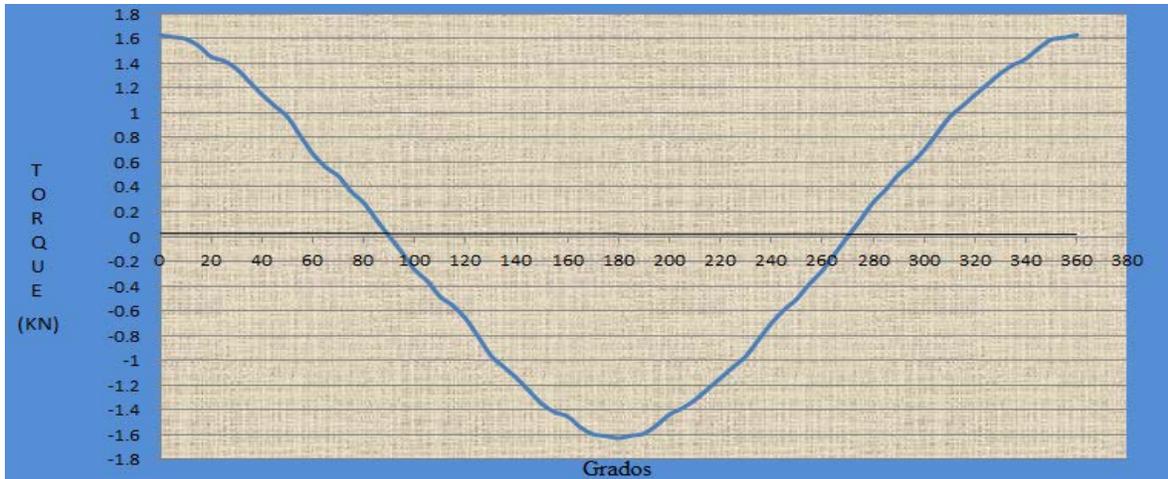
Figura 3.11 Brazo de palanca.

La distancia mínima se obtiene con la ecuación entre punto y recta, para cada ángulo de la manivela.

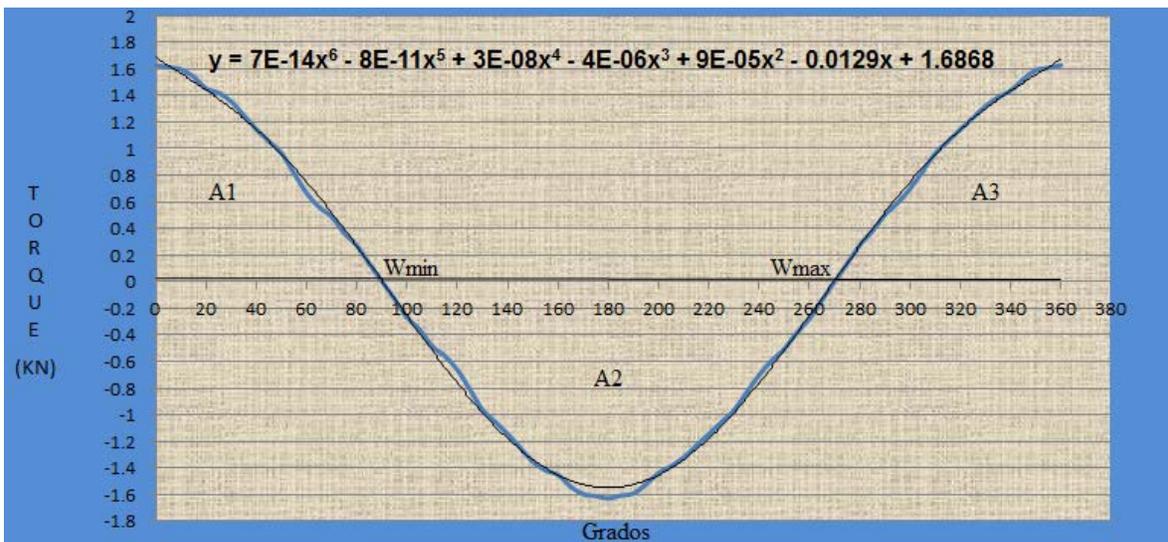
$$d = \frac{Ax + By + C}{\sqrt{A^2 + B^2}} \text{ ----- (3.43)}$$

θ	ϕ P1	ϕ P2	Vol. P1	Vol. P2	Presión P1	Presión P2	Fuerza P1	Fuerza P2	D min P1	D min P2	Torque P1	Torque P2	Torque total
	grados	grados	cm ³	cm ³	mpa	mpa	KN	KN	m	m	kN	KN	KN
0	7.66	7.66	98.5	147.5	39.93	26.66	67.89	45.32	0.06789	0.04532	0.97	0.65	1.62
10	6.21	8.89	94.05	143.5	41.82	27.41	71.1	46.61	0.0711	0.04661	0.81	0.78	1.59
20	4.57	9.84	90.53	138.7	43.45	28.35	73.87	48.2	0.07387	0.0482	0.59	0.85	1.44
30	2.79	10.5	88.1	133.4	44.65	29.48	75.91	50.12	0.07591	0.05012	0.41	0.93	1.34
40	0.94	10.83	86.85	127.7	45.29	30.81	76.99	52.38	0.07699	0.05238	0.11	1.02	1.13
50	0.94	10.83	86.85	121.6	45.29	32.34	76.99	54.98	0.07699	0.05498	0.11	1.08	1.19
60	2.79	10.5	88.1	115.5	44.65	34.06	75.91	57.91	0.07591	0.05791	0.41	1.08	1.49
70	4.57	9.84	90.53	109.4	43.45	35.94	73.86	61.11	0.07386	0.06111	0.59	1.08	1.67
80	6.21	8.89	94.05	103.7	41.82	37.93	71.1	64.49	0.0711	0.06449	0.81	1.08	1.89
90	7.66	7.66	98.5	98.5	39.93	39.93	67.89	67.89	0.06789	0.06789	0.97	0.97	1.94
100	8.89	6.21	103.7	94.05	37.93	41.82	64.49	71.1	0.06449	0.0711	1.08	0.81	1.89
110	9.84	4.57	109.4	90.53	35.94	43.45	61.11	73.87	0.06111	0.07387	1.08	0.59	1.67
120	10.5	2.79	115.5	88.1	34.06	44.65	57.91	75.91	0.05791	0.07591	1.08	0.41	1.49
130	10.83	0.94	121.6	86.85	32.34	45.29	54.98	77	0.05498	0.077	1.08	0.11	1.19
140	10.83	0.94	127.7	86.85	30.81	45.29	52.37	77	0.05237	0.077	1.02	0.11	1.13
150	10.5	2.79	133.4	88.1	29.48	44.65	50.12	75.91	0.05012	0.07591	0.93	0.41	1.34
160	9.84	4.57	138.7	90.53	28.35	43.45	48.2	73.87	0.0482	0.07387	0.85	0.59	1.44
170	8.89	6.21	143.5	94.05	27.41	41.82	46.61	71.1	0.04661	0.0711	0.78	0.81	1.59
180	7.66	7.66	147.5	98.5	26.66	39.93	45.32	67.89	0.04532	0.06789	0.65	0.97	1.62
190	6.21	8.89	150.9	103.7	26.07	37.93	44.32	64.49	0.04432	0.06449	0.5	1.08	1.58
200	4.57	9.84	153.4	109.4	25.64	35.94	43.59	61.11	0.04359	0.06111	0.35	1.08	1.43
210	2.79	10.5	155.1	115.5	25.36	34.06	43.11	57.91	0.04311	0.05791	0.23	1.08	1.31
220	0.94	10.83	156	121.6	25.22	32.34	42.88	54.98	0.04288	0.05498	0.06	1.08	1.14
230	0.94	10.83	156	127.7	25.22	30.81	42.88	52.38	0.04288	0.05238	0.06	1.02	1.08
240	2.79	10.5	155.1	133.4	25.36	29.48	43.11	50.12	0.04311	0.05012	0.23	0.93	1.16
250	4.57	9.84	153.4	138.7	25.64	28.35	43.59	48.2	0.04359	0.0482	0.35	0.85	1.2
260	6.21	8.89	150.9	143.5	26.07	27.41	44.32	46.61	0.04432	0.04661	0.5	0.78	1.28
270	7.66	7.66	147.5	147.5	26.66	26.66	45.32	45.32	0.04532	0.04532	0.65	0.65	1.3
280	8.89	6.21	143.5	150.9	27.41	26.07	46.61	44.33	0.04661	0.04433	0.78	0.5	1.28
290	9.84	4.57	138.7	153.4	28.35	25.64	48.2	43.59	0.0482	0.04359	0.85	0.35	1.2
300	10.5	2.79	133.4	155.1	29.48	25.36	50.12	43.12	0.05012	0.04312	0.93	0.23	1.16
310	10.83	0.94	127.7	156	30.81	25.22	52.37	42.88	0.05237	0.04288	1.02	0.06	1.08
320	10.83	0.94	121.6	156	32.34	25.22	54.98	42.88	0.05498	0.04288	1.08	0.06	1.14
330	10.5	2.79	115.5	155.1	34.06	25.36	57.91	43.12	0.05791	0.04312	1.08	0.23	1.31
340	9.84	4.57	109.4	153.4	35.94	25.64	61.11	43.59	0.06111	0.04359	1.08	0.35	1.43
350	8.89	6.21	103.7	150.9	37.93	26.07	64.49	44.33	0.06449	0.04433	1.08	0.5	1.58
360	7.66	7.66	98.5	147.5	39.93	26.66	67.89	45.32	0.06789	0.04532	0.97	0.65	1.62

Tabla 3.5 Resultados con respecto al giro del de la manivela.



Gráfica 3.2 torque del sistema.



Gráfica 3.3. Polinomio característico de la función de torque.

De la gráfica 3.3 se integra la función con el polinomio característico para obtener el área bajo la curva y cambio de energía en el sistema.

Área	Δ área = Δ E	Suma acumulada= E	
A1	0.017	0.017	@ W min.
A2	0.035	-0.017	@ W máx.
A3	0.017	0	
		E total = E@ W máx. – E @W min.	E= 0.035 KN

Tabla 3.6 Energía almacenada en el sistema.

Sustituyendo los valores en la ecuación (3.38)

$$I = 0.25 \text{ KN}$$

Reemplazado los valores en la ecuación (3.37)

$$\mathbf{r = 0.17m}$$

Éste valor es el radio del volante de inercia, proponiendo el grosor del disco de 1.2 cm, con ayuda del programa unigraphics NX, se realizará el diseño del volante, considerando que: “el diseño de volante más eficiente para incrementar al máximo el I con el mínimo de material utilizado es aquel en el cual la masa está concentrada en sus borde y su masa está soportada por rayos como las ruedas de un carruaje. Esto ubica la mayor parte de la masa en el radio más grande posible y minimiza el peso con un I dado.”⁽¹⁴⁾

En éste capítulo se realizaron todos los cálculos y consideraciones necesarias para diseñar el motor alfa, en el siguiente capítulo se mostrará el diseño CAD y construcción de cada componente, así como las propiedades con las que contará cada pieza, se tendrá una descripción de los procesos que se realizaron para su construcción, resaltando las aportaciones al proyecto.

¹⁴Norton, Dinámica de Maquinaria, pág.516.

CAPÍTULO 4**DISEÑO CAE Y CONTRUCCIÓN DEL MOTOR.**

En el capítulo anterior se realizaron los cálculos y consideraciones necesarias para llevar las piezas mecánicas al diseño, en el presente capítulo se realizará el diseño en Unigraphics NX, y se mostrará la manera en que se construyó cada elemento del motor, así como los materiales seleccionados para su fabricación. En las figuras 4.1 y 4.2 se muestran todos los componentes que conforma el motor Stirling propuesto, los cuales se detallan a lo largo del capítulo.

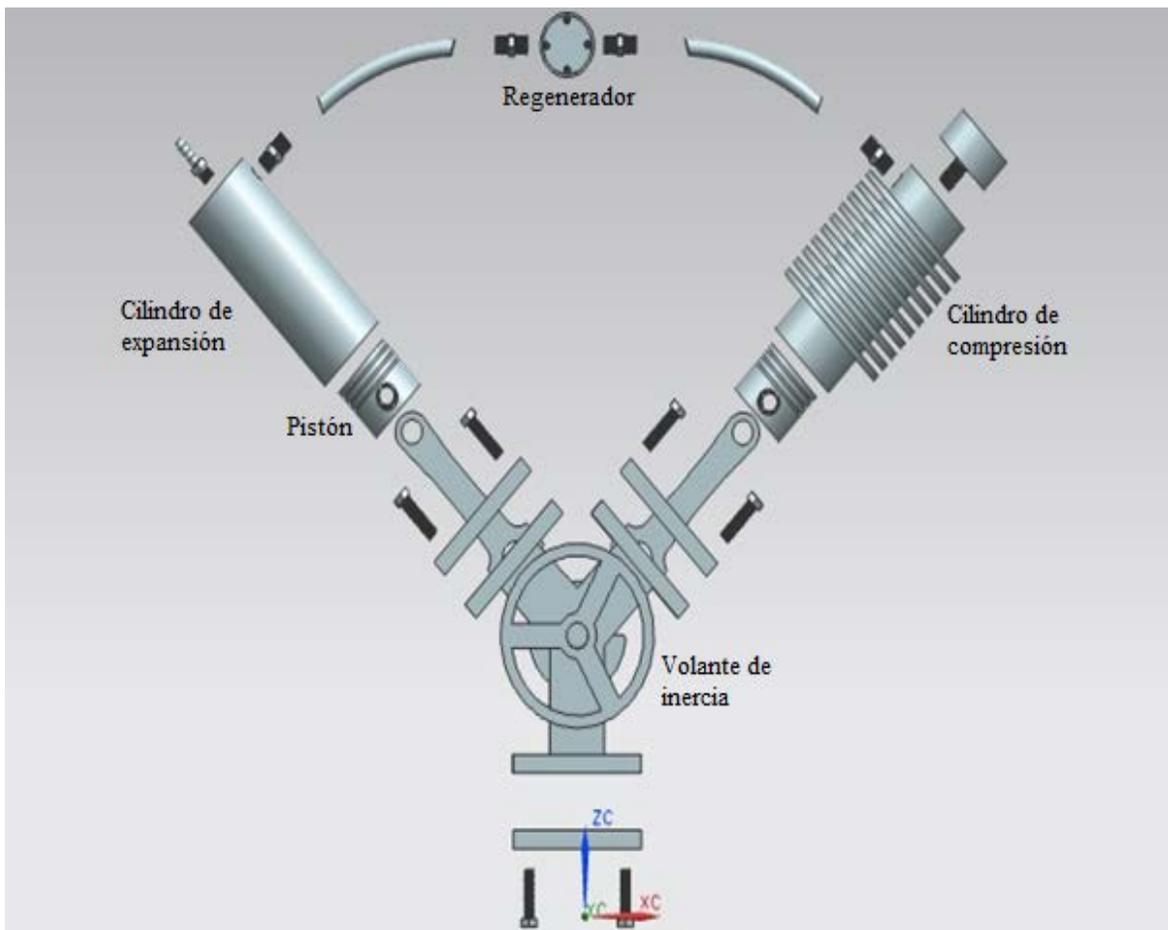


Figura 4.1 Componentes del motor Stirling propuesto.

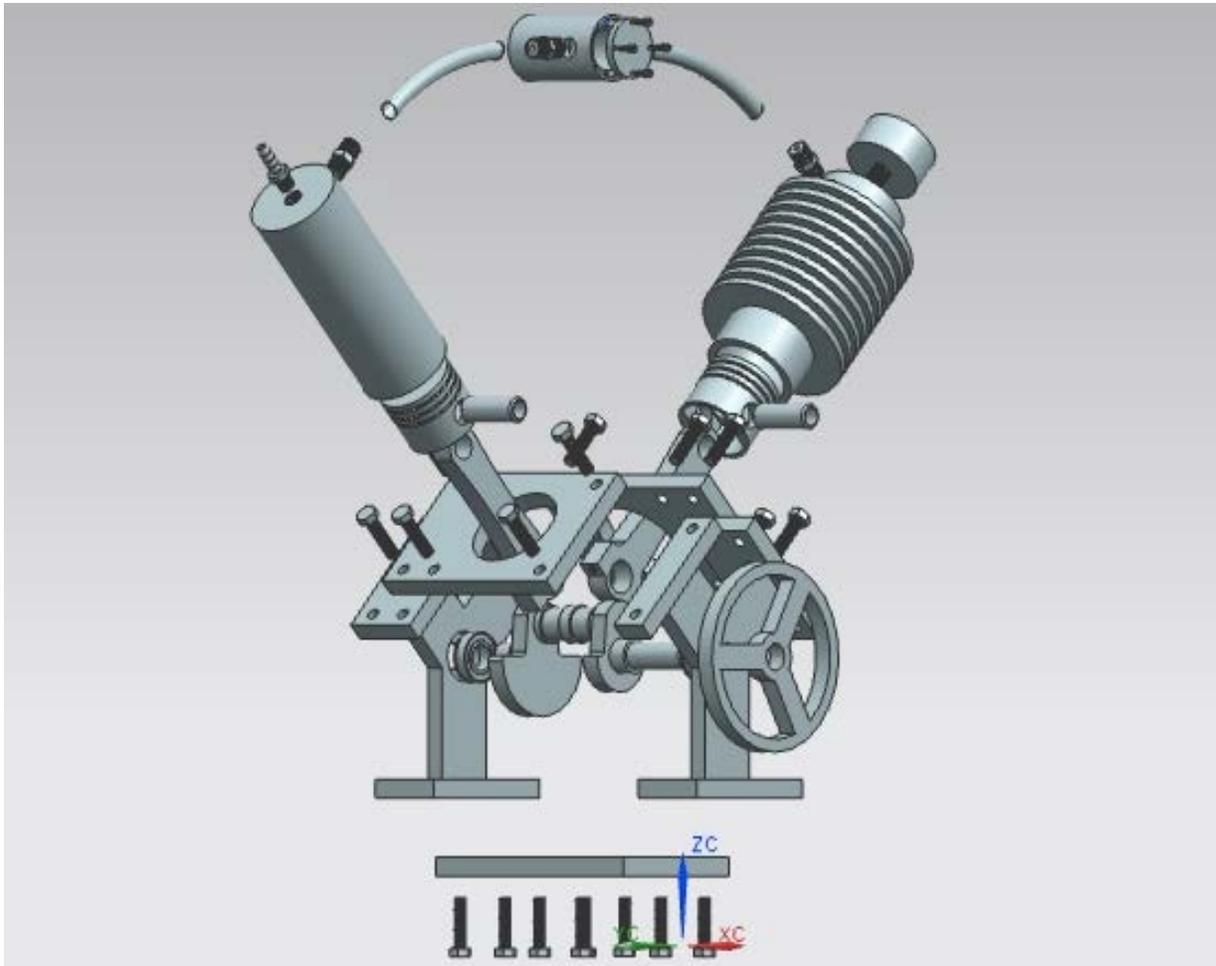


Figura 4.2 Componentes del motor Stirling diseñado.

Para la fabricación de las piezas mecánicas se utilizó el torno paralelo-vertical “Romi” y la fresadora vertical “Bridgeport” de la facultad de ingeniería.

CILINDRO DEL FOCO FRIO.

DISEÑO CAD.

En la figura 4.3 se observa el diseño en 3D del foco frío, que disipará el calor hacia el exterior del sistema cerrado, para ello el cilindro del foco frío contará con 10 aletas radiales de aluminio serie 1000 de 5mm de grosor previamente calculadas, las cuales tienen como objetivo transferir el calor hacia el exterior de una manera más rápida y eficiente.

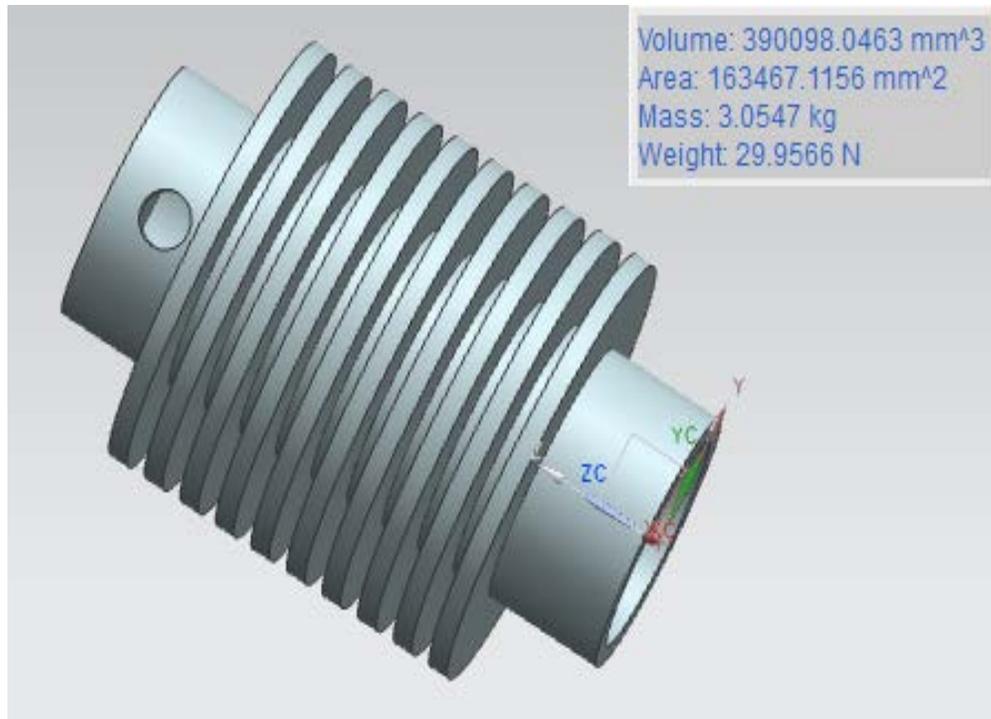


Figura 4.3 Cilindro de enfriamiento.

CONSTRUCCIÓN DE DISEÑO.

Para la construcción de ésta pieza se utiliza un tocho cilíndrico de aluminio serie 1000 de 4 ½” de diámetro y 30 cm de largo como se muestra en la figura 4.4.

El diámetro exterior del foco frío se cilindra a 10cm, considerando la longitud las aletas, posteriormente se marcan y se maquinan con la cuchilla de tronzar las 10 aletas de 5 mm, dejando la misma separación entre ellas. Los extremos del tocho se cilindraron a un diámetro de 6.1cm, en la parte inferior se soldara la base del cilindro y en el otro extremo se colocará la boquilla para la conexión del gas.

Con una barra de interiores se realiza el diámetro interior de 5.1cm y 14.3cm de fondo, considerando el espacio para la camisa, para que el grosor final de pared sea de 7mm.



Figura 4.4 Tocho de aluminio para foco frio.



Figura 4.5 Pieza final del Cilindro de enfriamiento.

CILINDRO DEL FOCO CALIENTE.

DISEÑO CAD.

En la figura 4.6 se observa el cilindro del foco caliente en 3D, con un grosor de pared de 5mm y 15cm de longitud.

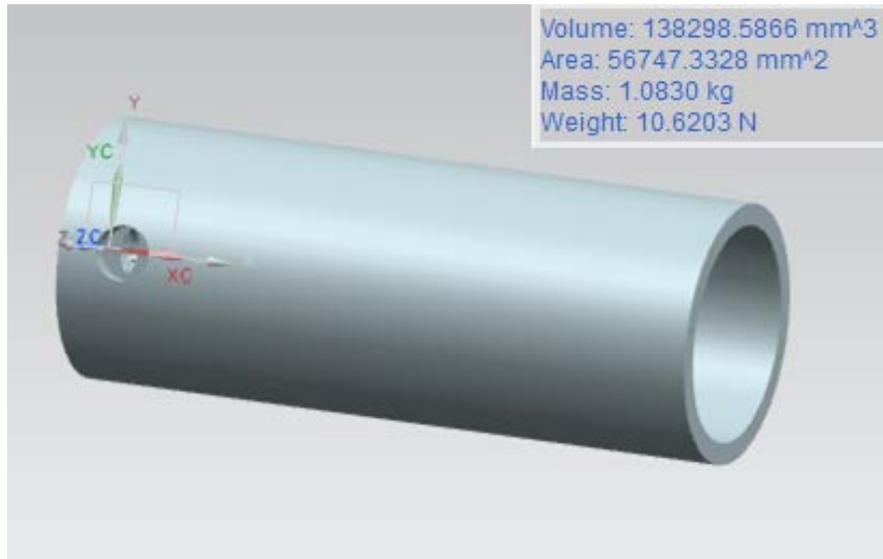


Figura 4.6 Cilindro del foco caliente.

CONSTRUCCIÓN DE DISEÑO.

Se utiliza una barra cilíndrica de aluminio serie 1000 de 2.5" de diámetro.



Figura 4.7 Maquinado del cilindro del foco caliente.

Utilizando el torno Romi, se cilindra a un diámetro exterior de 6.1cm, un diámetro interior de 5.1cm y 14.3cm de fondo como se muestra en la figura 4.7.



Figura 4.8 Cilindro de calentamiento terminado.

CAMISAS PARA CILINDROS.

DISEÑO CAD.

Las camisas de ambos cilindros son de acero de 2mm de espesor y 14.3cm de longitud, el diámetro exterior de 5.1cm como se muestra en la figura 4.9.

Las camisas son con la finalidad de que no esté en contacto el pistón de aluminio con el cilindro de aluminio y sufra desgaste por fricción entre las dos piezas, por lo tanto provoque fuga del fluido de trabajo.

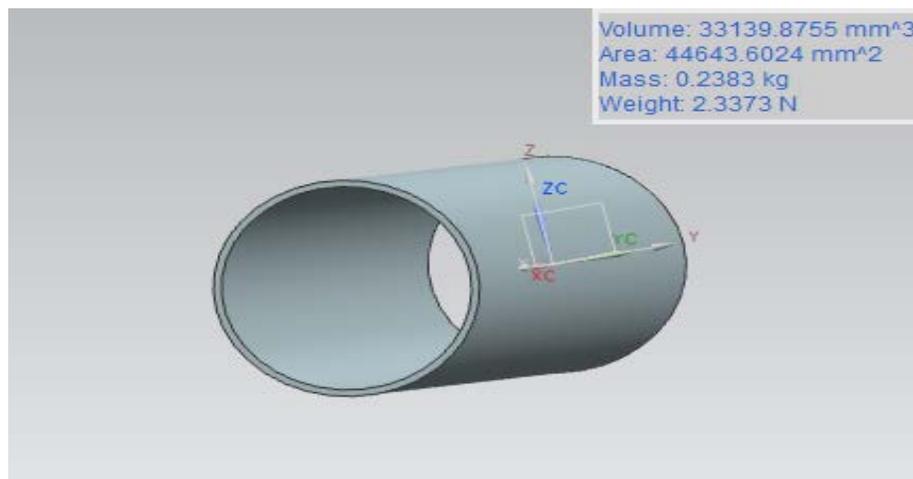


Figura 4.9 Camisa de acero.

CONSTRUCCIÓN DE DISEÑO.

De una barra cilíndrica hueca de acero 1045 de 2" de diámetro exterior y 35cm de largo, se obtienen las camisas de ambos cilindros como se muestra en la figura 4.10.

Con el torno se cilindra el exterior de la barra hasta llegar a un diámetro de 5.1cm, y pueda entrar a los cilindros de aluminio, posteriormente se cilindra la parte interior hasta un diámetro de 4.7cm.

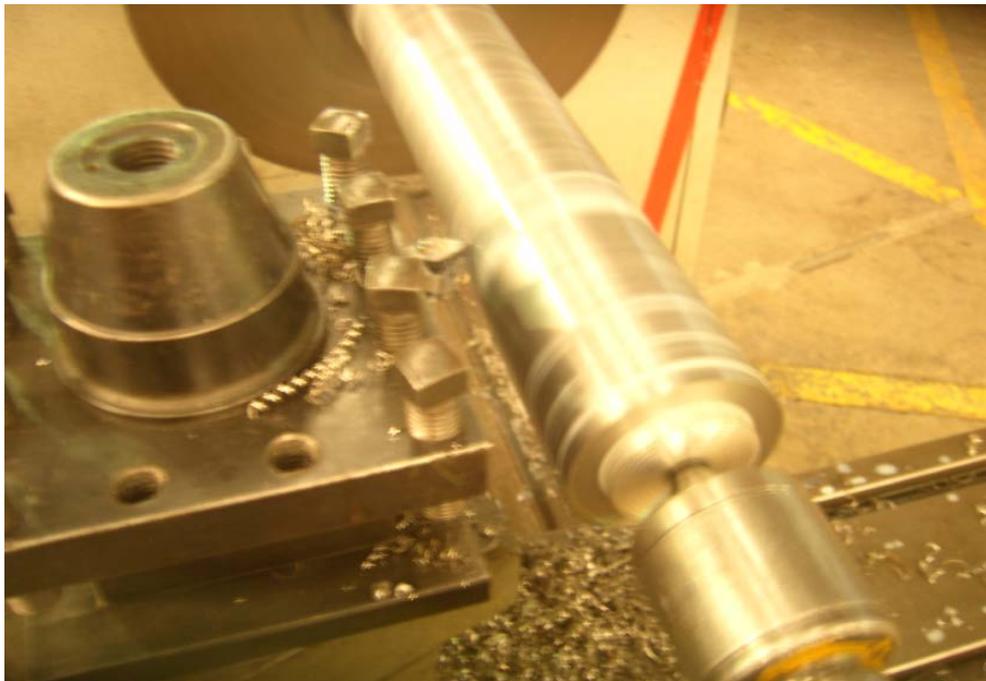


Figura 4.10 Barra hueca de acero.

El acabado del interior de la camisa con el buril es bueno, pero no es suficiente para la necesidad que se tiene, por lo tanto se realiza un rectificado a la superficie interior.

Acoplada la pieza en el torno y auxiliándose de una luneta fija se centra la pieza para poder rectificar las camisas, como se muestra en la figura 4.11.

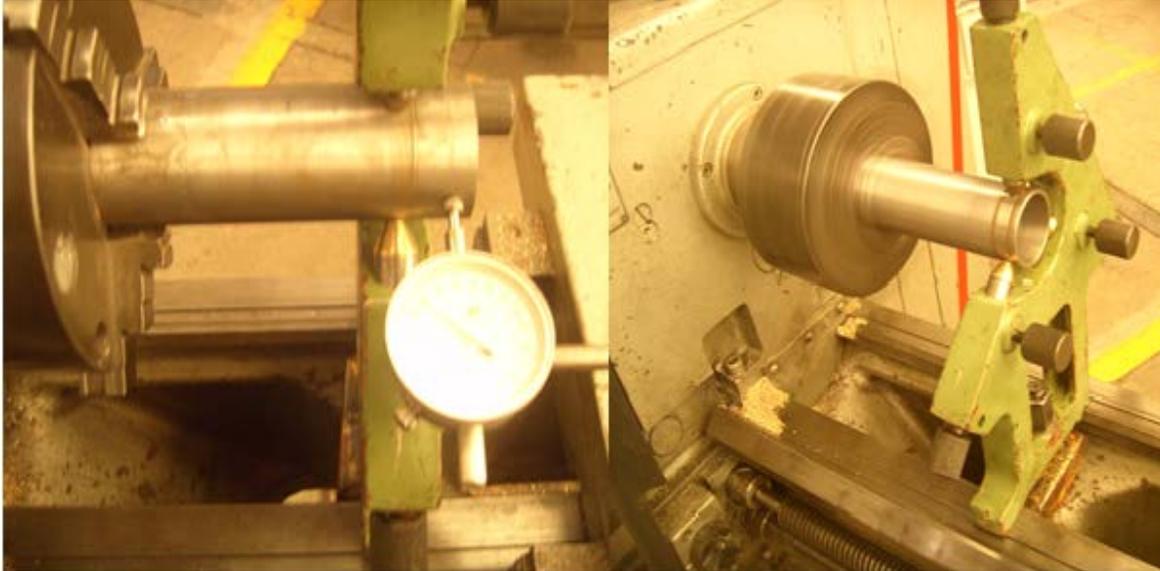


Figura 4.11 Maquinado con luneta fija.

Utilizando un Dremel con un disco de diamante, se hace girar el torno en sentido contrario al Dremel para lograr un mejor acabado superficial, y dejar listo el ajuste requerido como se muestra en la figura 4.12

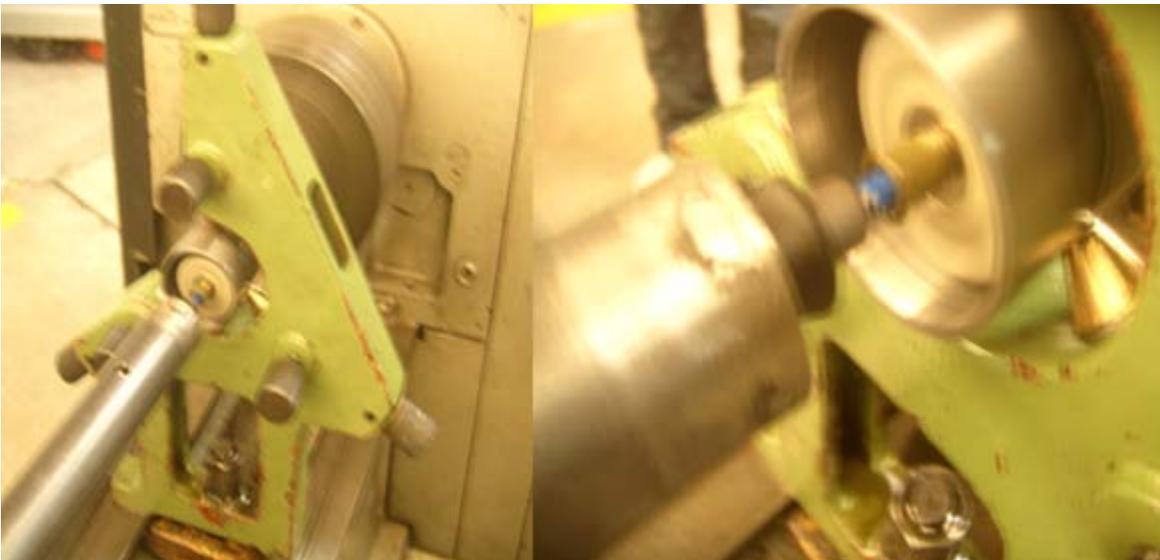


Figura 4.12 Rectificado de camisa con disco de diamante.

Cuando se llega al ajuste requerido con el Dremel, se utiliza un Bruñidor, para dejar un mejor acabado a la camisa, ésta herramienta pule la pared interna con la finalidad de tener la menor fricción posible entre el pistón y la camisa como se muestra en la figura 4.1



Figura 4.13 Pulido de pared interna con Bruñidor.

AJUSTE POR DILATACIÓN Y CONTRACCIÓN TÉRMICA.

Cuando se tienen la camisa de acero con un ajuste de interferencia de 0.12 décimas de milímetro con el cilindro de aluminio, se procede a realizar el ensamble por dilatación y contracción térmica.

Se coloca cada cilindro de aluminio en un tubo de acero y se tapa por ambos lados, con el fin de que la flama no esté en contacto directo con el aluminio, y pueda sufrir alguna deformación, se calienta durante 5 minutos con oxiacetileno alcanzando una temperatura en el interior de 200 °C, temperatura suficiente para obtener una dilatación del cilindro de 0.01", como se muestra en la figura 4.14



Figura 4.14 Proceso para dilatar cilindro de aluminio.

PROCESO DE ENSAMBLE DE CAMISA.

Previo a éste proceso las camisas se meten al congelador a 0°C durante 5 minutos esperando una contracción del material de 0.001". En el momento que se destapa el tubo se mete la camisa en el cilindro, de esta manera la camisa entra sin ningún problema.

En el momento en que los dos materiales regresan a la temperatura ambiente, quedan totalmente adheridos y sin sufrir ninguna deformación, como se muestra en la figura 4.15.

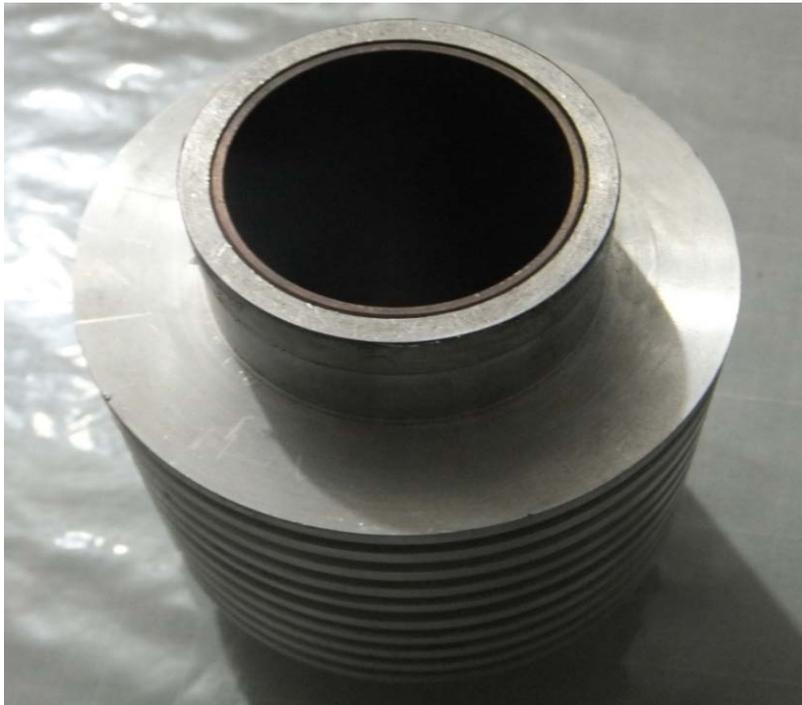


Figura 4.15 Cilindro de aluminio con camisa de hierro.

PISTONES.

DISEÑO CAD.

En el análisis termodinámico se consideraron las dimensiones de 4.7cm de diámetro exterior y 4cm de longitud, dimensiones que se deben respetar a la hora de diseñar, el pistón debe ser lo más liviano posible, de tal manera que se le debe de retirar el exceso de material como se muestra en la figura 4.16.



Figura 4.16 Pistón de aluminio.

CONSTRUCCIÓN DE DISEÑO.

Para la fabricación de los pistones se utiliza una barra de aluminio serie 1000 cilíndrica de 2" de diámetro.

Se cilindra en el exterior a 4.7cm y 3.1cm en el interior hasta 4cm de profundidad, posteriormente con la cuchilla de tronzar se realizan 3 segmentos de 3x3mm, donde se colocaran los anillos, finalmente se corta la barra a 4cm. Figura 4.17

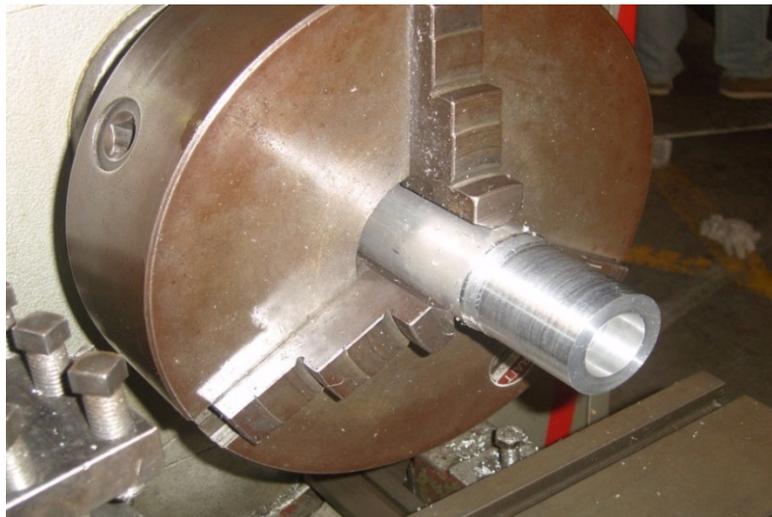


Figura 4.17 Maquinado del pistón.

En la figura 4.18 se muestra el pistón con el terminado en torno, posterior a éste maquinado pasa a la fresadora para realizar un barreno transversal de 5/8" para el bulón, y abrir el paso para el movimiento de la biela.



Figura 4.18 Maquinado del pistón en torno.



Figura 4.19 Maquinando final del pistón.

ANILLOS DE ACERO.

Con la firme intención de reutilizar los anillos de acero de un compresor, se van a dejar las camisas de los cilindros al mismo diámetro de las camisas del compresor, para asegurar un buen sellado en las cámaras de trabajo como se muestra en la figura 4.20



Figura 4.20 Anillos de acero.

ANILLOS DE TEFLÓN.

De una barra cilíndrica hueca de teflón con 2" de diámetro, se maquinaron los anillos de teflón que se utilizaran para la cámara de enfriamiento, ya que es un buen sellador y presenta poca fricción. Figura 4.21

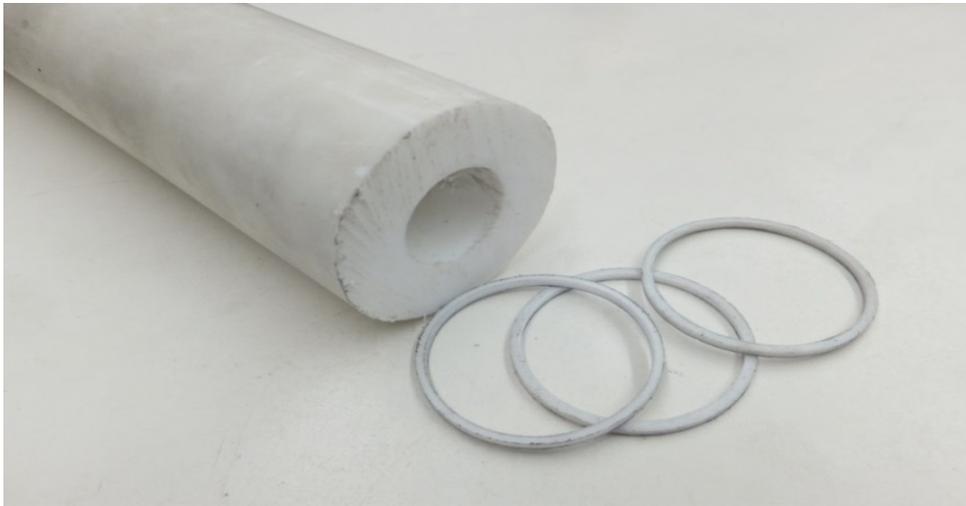


Figura 4.21 Anillo de teflón.

ANILLOS DE BRONCE ALUMINADO.

De una barra cilíndrica de bronce se maquinan los anillos de 3x3mm, que se utilizarán para el cilindro de calentamiento, éste material fue elegido por sus buenas propiedades de sellado y auto lubricación como se muestra en la figura 4.22.



Figura 4.22 Anillo de bronce.

BIELAS.**DISEÑO CAD.**

Para el diseño de ésta pieza el parámetro más importante a considerar es la distancia de 10.6cm entre el centro del bulón y el codo excéntrico del cigüeñal, distancia que origina la carrera del pistón, espacio muerto, volumen mínimo y máximo considerados en el análisis termodinámico como se muestra en la figura 4.23.

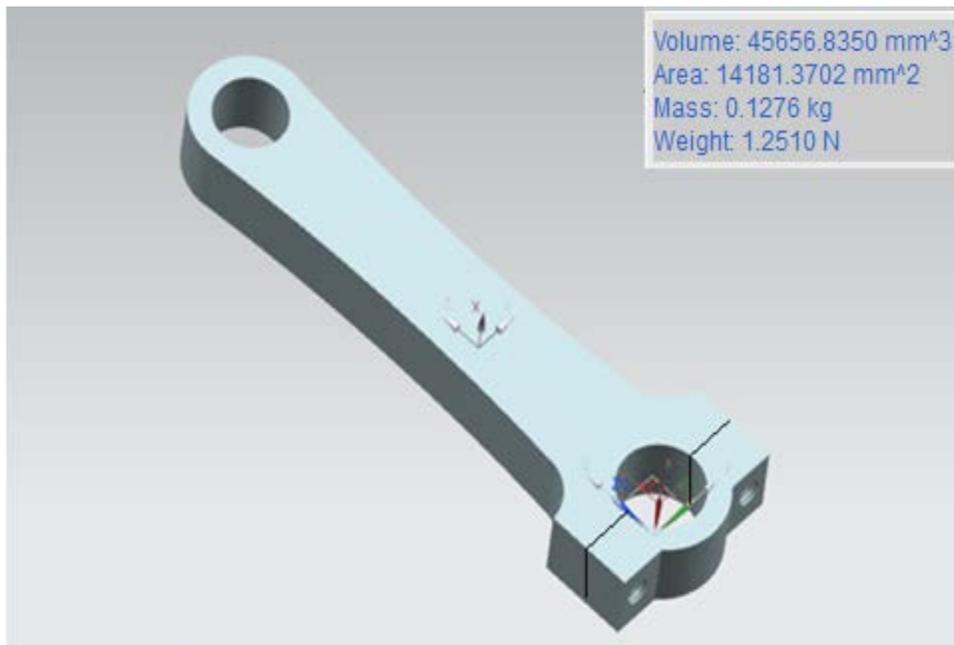


Figura 4.23 Biela de aluminio.

CONSTRUCCIÓN DE DISEÑO.

En la fabricación de la biela se utiliza placa rectangular de aluminio serie 1000 previamente rectificada de 5cm x 12cm y un espesor de 5/8".

Con el plano impreso se marca el contorno de la biela sobre la placa de aluminio, para realizar un vaciado de material con fresadora y acercarse lo más posible al contorno marcado como se muestra en la figura 4.24.

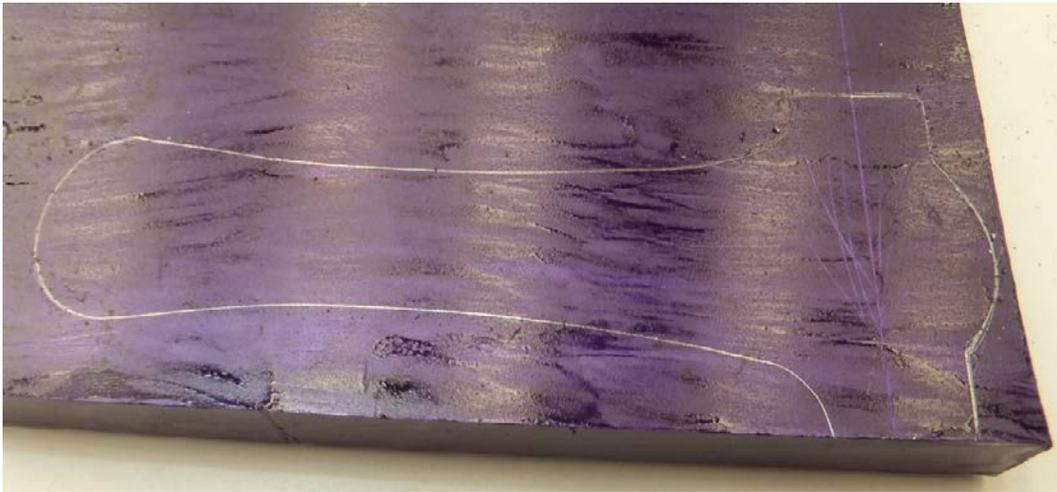


Figura 4.24 Plano de la biela marcado sobre placa de aluminio.

Después de realizar el vaciado de material, se termina la pieza con ajuste de banco como se muestra en la figura 4.25.

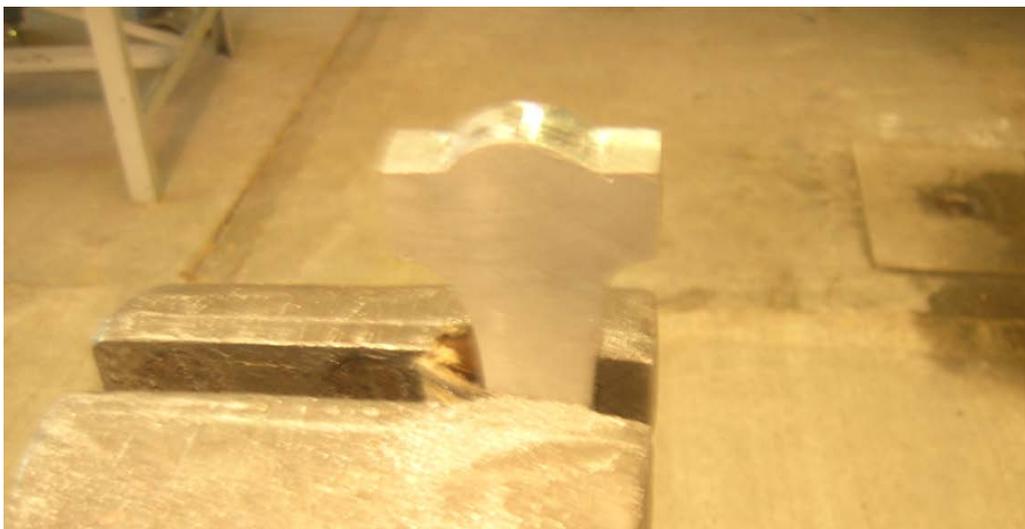


Figura 4.25 Ajuste de banco de la biela

Posteriormente se realizan dos barrenos de $5/32''$ en cada extremo de la base de la biela, con un machuelo de $3/16''$ se realiza la rosca en ambos barrenos.

Antes de realizar los últimos barrenos, se realiza un corte transversal a la base de la biela, para facilitar el ensamble al cigüeñal y permitir un buen ajuste.

Finalmente, se realizan dos barrenos a los extremos uno de $5/8''$ para el bulón y el otro de $3/4''$ que corresponde al diámetro del codo excéntrico del cigüeñal como se muestra en la figura 4 26.



Figura 4.26 Maquinado final de la biela.

CIGÜEÑAL.

DISEÑO CAD.

Éste elemento es uno de los más importantes en el diseño del motor, en base a su movimiento de rotación se determina el PMS y PMI, parámetros que se utilizan para determinar el volumen de la cámara de trabajo y realizar el análisis termodinámico.

Por otra parte, al realizar el análisis cinemático, se considera su masa para balancear el sistema estático y posteriormente dinámico, éste se logra agregando o quitando masa al cigüeñal, considerando la velocidad angular y el torque del motor, de esta manera poder evitar excesivas vibraciones. Figura 4.27.

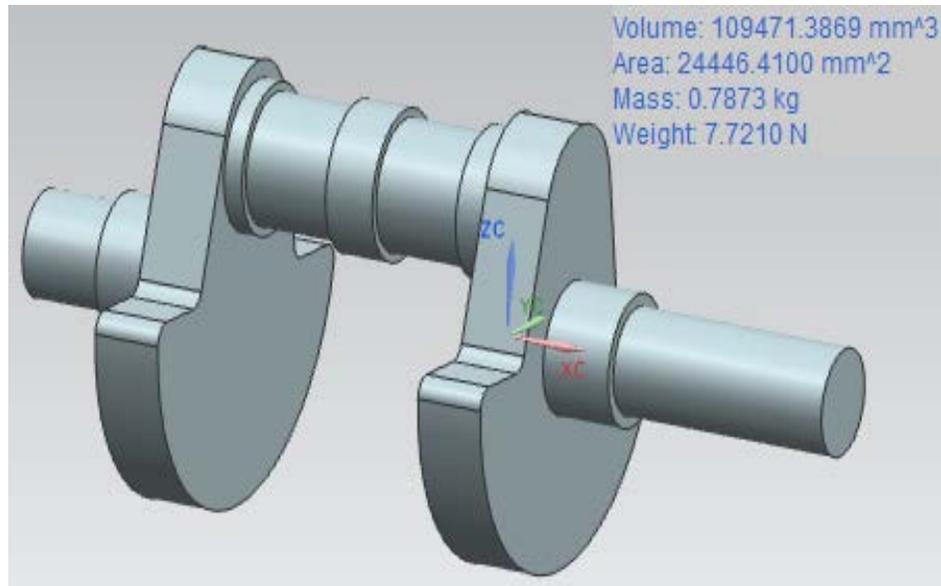


Figura 4.27 Cigüeñal de acero.

CONSTRUCCIÓN DEL DISEÑO.

De una barra cilíndrica de acero 1018 con 3" de diámetro, se maquina entre puntos con ayuda del torno, primeramente se retira material hasta llegar al eje concéntrico de 24 mm en los dos extremos de la barra, posteriormente se maquina la figura propuesta de media luna en la fresadora, como se muestra en la figura 4.28.



Figura 4.28 Tocho de acero 1018 de 3"

Al terminar el maquinado en torno, se proceder a dar la forma final del cigüeñal con ayuda de la fresadora y auxiliándose de un plato giratorio como se muestra en la figura.4.29.



Figura 4.29. Maquinado de cigüeñal.

Después de terminar el maquinado en fresadora, se separan ambos contrapesos, y se ensambla la flecha excéntrica con previo ajuste, para que finalmente quede el cigüeñal como se muestra en la figura 4.30.

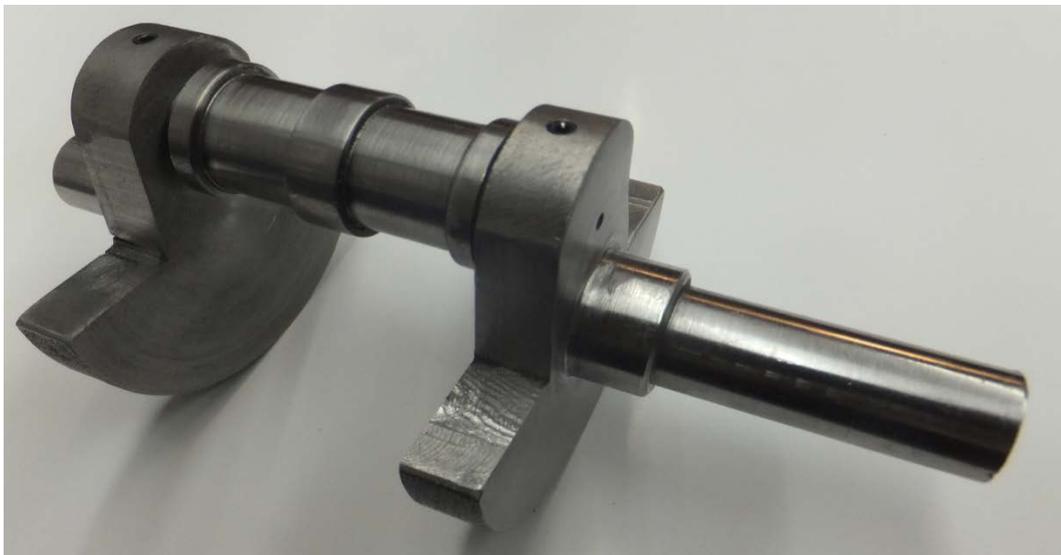


Figura 4.30 Cigüeñal.

VOLANTE DE INERCIA.

DISEÑO CAD.

Con la propuesta del grosor del volante y el acero 1018 para su construcción, se realiza el diseño del volante con 3 radios y su masa concentrada en el borde, con la finalidad de quitar material y obtener una mayor inercia, con éste nuevo diseño queda el diámetro exterior de 11.5cm. como se muestra en la figura 4.31.

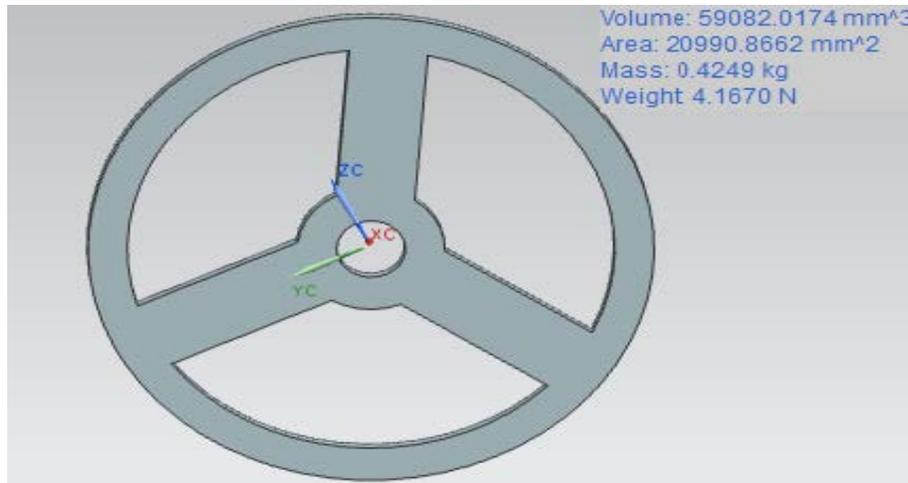


Figura 4.31. Volante de inercia.

CONSTRUCCIÓN DE DISEÑO.

De una placa de acero 1018 con 1.2 cm de espesor, previamente torneada a 11.5cm de diámetro, se monta la pieza en la fresadora y auxiliándose de un plato giratorio, se retira el exceso del material del volante, como se observa en la figura 4.32.



Figura 4.32 Fresado del volante.

Cuando se retira el material en la fresadora, se carea el volante para darle el acabado final como se muestra en la figura 4.33.



Figura 4.33. Volante de inercia.

BULÓN.

DISEÑO CAD.

En el diseño de éste elemento se debe considerar el barreno superior de la biela y el barreno transversal del pistón, esto con la finalidad de tener un mejor ajuste y evitar demasiada fatiga de material. Figura 4.34.

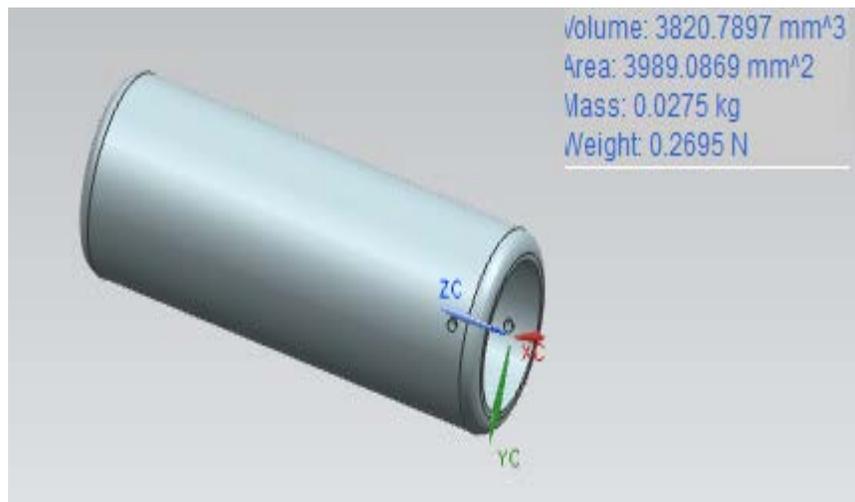


Figura 4.34. Bulón.

CONSTRUCCION DE DISEÑO.

La pieza es de acero 1018 y tiene una longitud de 4.2cm, por 5/8" de diámetro exterior y un espesor de 1/8" como se muestra en la figura 4.35.



Figura 4.35 Bulón de pistón.

BASE PARA CILINDROS.

DISEÑO CAD.

Debido a que las bielas se encuentran ubicadas sobre el mismo eje excéntrico del cigüeñal, los cilindros deben de estar desfasados 2.5cm entre centros, por tal motivo a las bases de los cilindros deben de tener los barrenos a 1.25cm opuestos al centro de la placa, como se muestra en la figura 4.36.

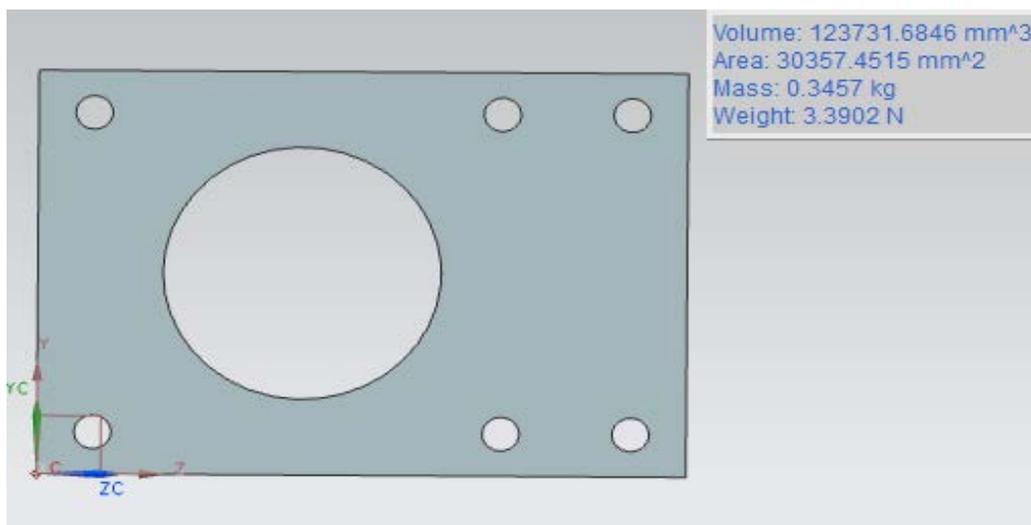


Figura 4.36 Base para cilindro.

CONSTRUCCIÓN DE DISEÑO.

De una placa rectangular de aluminio serie 1000 de 10cm x 14cm y 5/8" de espesor, se obtiene la base para un cilindro.

Debido a que el barreno de 6.1cm se encuentra desfasado del centro de la placa, se utiliza un chock de mordazas independientes, con una barra de interiores se llegar al diámetro requerido.

Posteriormente se realizan 6 barrenos de 5/16" que servirán para atornillar la placa de aluminio con la base de acero de motor, y evitar excesivas vibraciones, figura 4.37.

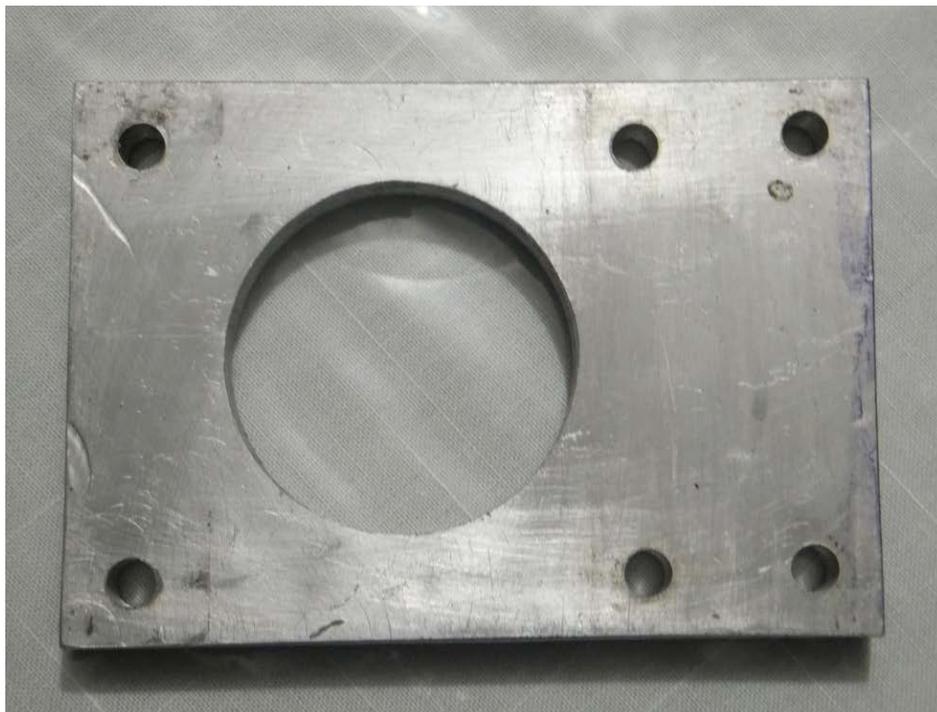


Figura 4.37. Maquinado final de la base para cilindro.

En la figura 4.38 se muestra como queda ensamblado el cilindro con la base de aluminio.



Figura 4.38. Cilindro de calentamiento con su base.

BASE PARA MOTOR.

DISEÑO CAD.

El arreglo que se utilizara en el diseño del motor es en “V” con un ángulo de 90° entre ambos cilindros como se muestra en la figura 4.39.

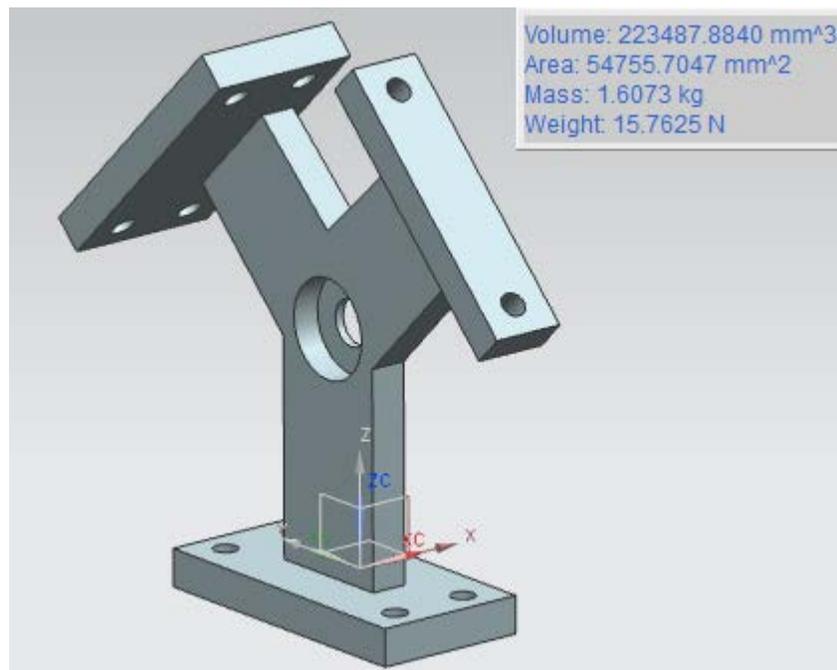


Figura 4.39. Base del motor en V.

CONSTRUCCIÓN DE DISEÑO.

Para la fabricación de esta pieza se utiliza placa de acero 1018 con 1/2" de espesor.

Sobre la placa de acero se marca la figura de la base del motor, se realiza el vaciado y rectificando con la fresadora hasta llegar a la geometría que se muestra en la figura 4.40.



Figura 4.40. Maquinado final de la base del motor.

En la figura 4.41 se ilustra el ensamble entre las bases de aluminio de los cilindros y la base de acero del motor.

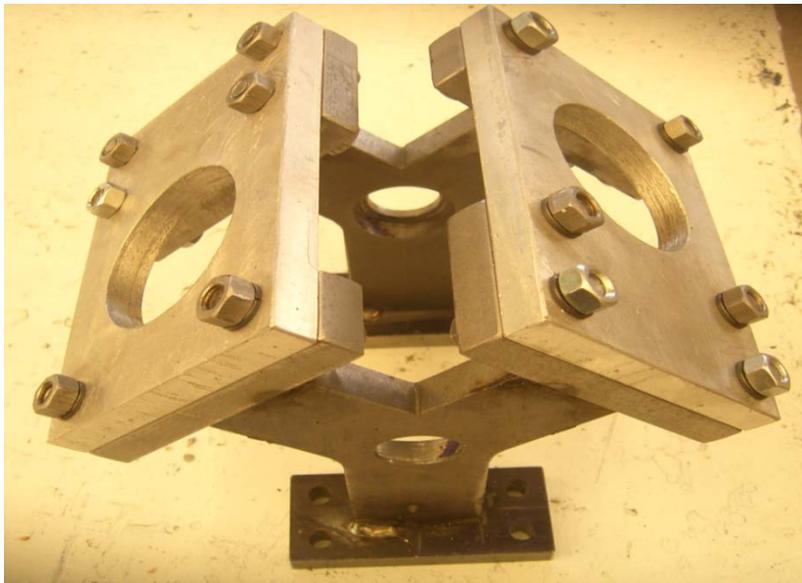


Figura 4.41. Base ensamblada del motor.

De ésta manera quedan los cilindros ya soldados en su base de aluminio y atornillados a la base de acero del motor, formando el arreglo en “v” y desfasados 90° entre ellos como se muestra en la figura 4.42.



Figura 4.42. Arreglo de motor en “V” a 90°.

REGENERADOR.

DISEÑO CAD.

Ésta pieza se diseñó respetando su volumen interno, ya que se consideró para realizar el análisis de transferencia de calor, en conjunto con la tubería de conexión entre los dos cilindros como se muestra en la figura 4.43.

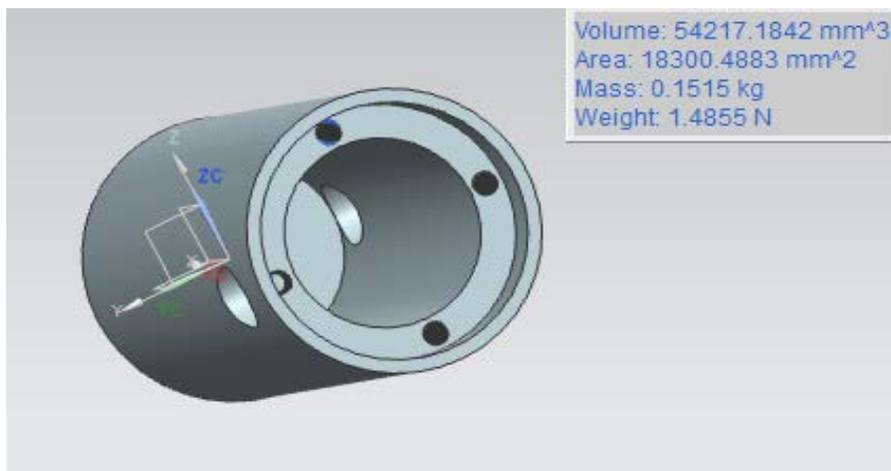


Figura 4.43. Regenerador.

CONSTRUCCIÓN DE DISEÑO.

El regenerador es de aluminio serie 1000 con 7cm de longitud, diámetro exterior de 4.2cm y un espesor de pared de 0.7cm, se le colocaron 4 tornillos de 1/8" para poder sellarlo.

Posteriormente se le hicieron 2 barrenos de 7/16" para pasar el machuelo NPT de 1/4", donde van colocadas las boquillas de gas.

Dentro de la pieza se colocara viruta fina de acero inoxidable esto con la finalidad de que el sistema no disipe el calor al exterior demasiado rápido, figura.4.44.



Figura 4.44. Maquinado final del regenerador.

TUBERÍA DE CONEXIÓN.

La tubería de conexión entre ambos cilindros es cobre de 3/8" con juntas de bronce, los dos extremos del tubo de 14cm se avellanaron para tener un buen sellado y evitar fugas de gas, como se muestra en la figura 4.45.



Figura 4.45. Tubería de conexión.

ENSAMBLE DEL MOTOR.

ENSAMBLE DEL TUBO DE CONEXIÓN.

En la figura 4.46 se muestra como queda ensamblado el tubo de conexión entre los cilindros y regenerador.

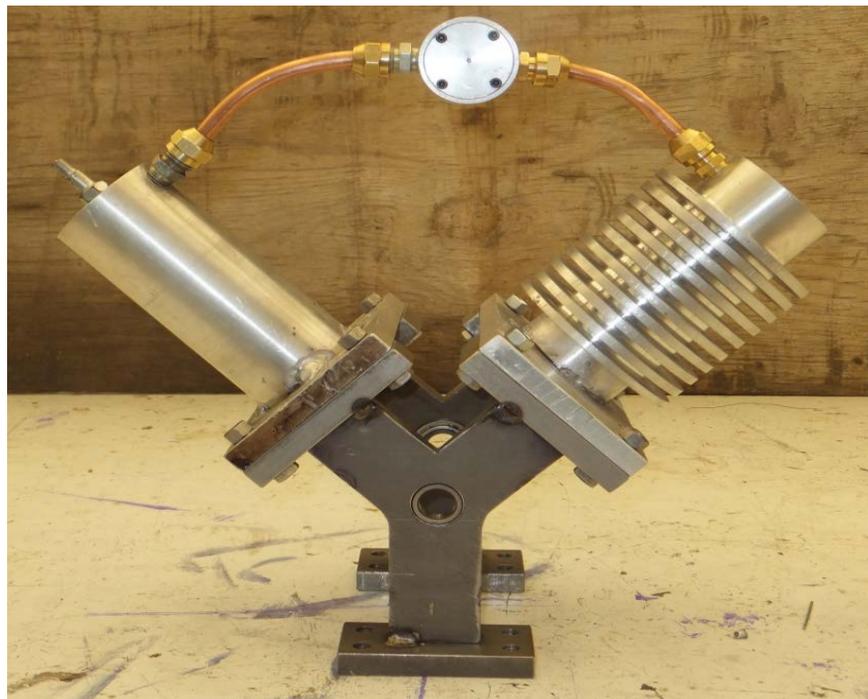


Figura 4.46. Ensamble de tubería de conexión.

PISTÓN DEL FOCO FRIO.

El pistón del foco frío consta de 1 anillo de acero y 2 anillos de teflón, para obtener un buen sellado en la cámara, aunque el teflón es buen sellador, solo se utilizara en el foco frío, debido a que su punto de fusión es de 275°C , temperatura que no se alcanza en éste foco como se muestra en la figura 4.47.



Figura 4.47. Anillos del foco frío.

PISTÓN DEL FOCO CALIENTE.

Para el pistón del foco caliente se utiliza 1 anillo de acero y 2 anillos de bronce aluminado para el buen sellado del cilindro, considerando que la temperatura de fusión de los anillos de bronce no es superada por la cámara, como se muestra en la figura 4.48.



Figura 4.48. Anillos foco caliente.

ENSAMBLE DEL CIGÜEÑAL CON VOLANTE DE INERCIA.

Se acopla el cigüeñal con el volante de inercia para observar su operación y ver la alineación que tienen, montándolos entre puntos del torno como se muestra en la figura 4.49.



Figura 4.49 Ensamble del cigüeñal y volante de inercia.

DESPIECE DEL MOTOR.

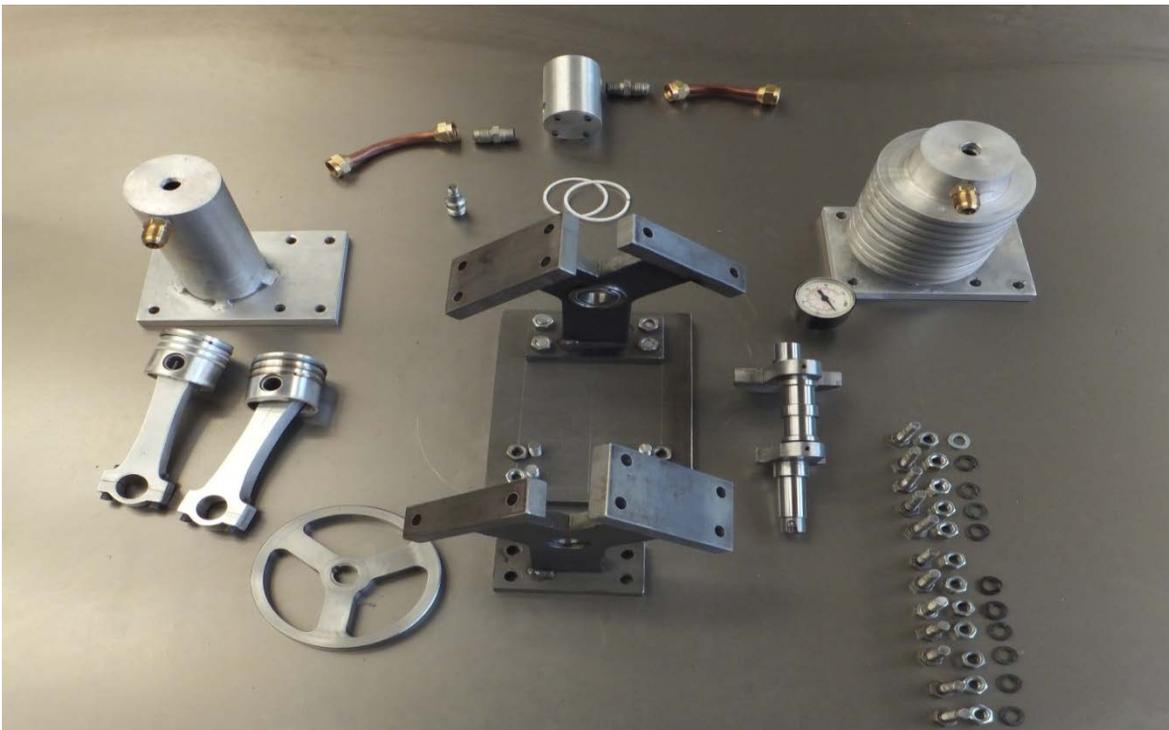


Figura 4.50. Despiece del motor Strling tipo alfa.

MOTOR ENSAMBLADO.



Figura 4.51 Motor ensamblado vista frontal.



Figura 4.52. Motor ensamblado vista lateral derecha.

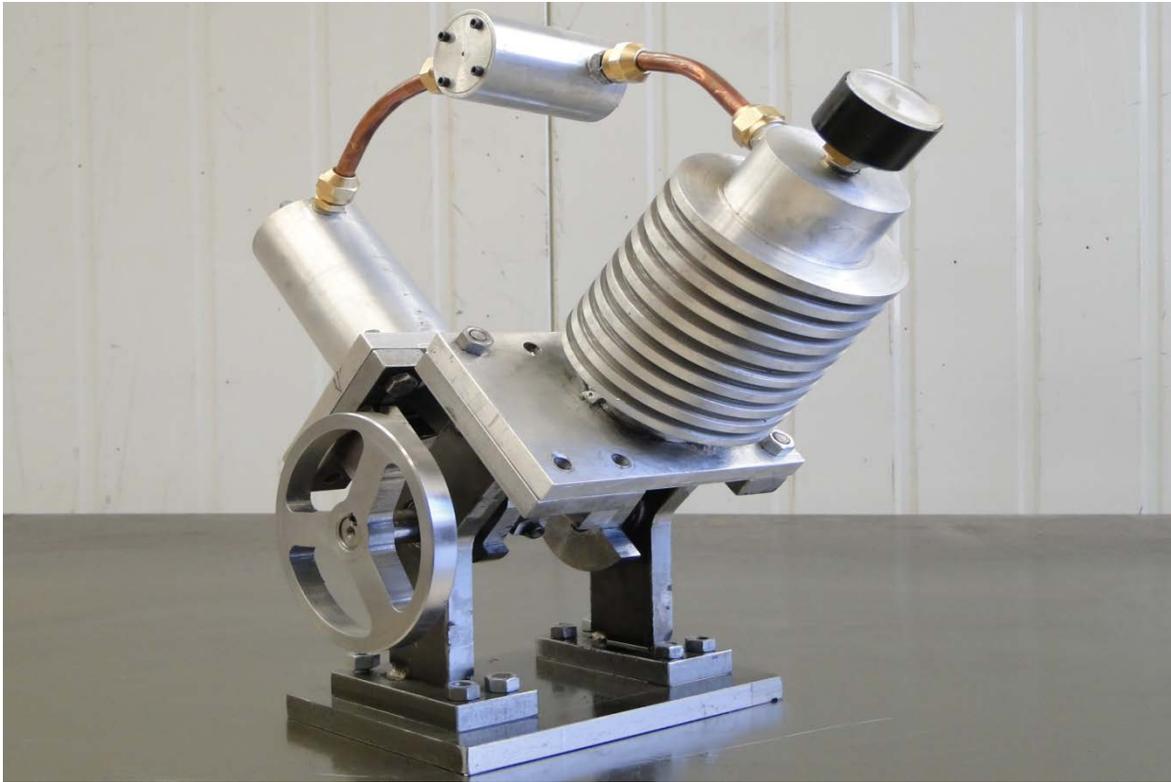


Figura 4.53. Motor ensamblado vista lateral izquierda.

En el presente capítulo se muestra la manera en que se diseñaron y construyeron todos los componentes del motor Stirling, de acuerdo a los cálculos realizados en el capítulo 3, también se describe en forma detallada todos los procesos que se realizaron durante la construcción del motor, resaltando las aportaciones desarrolladas durante la investigación.

En el siguiente capítulo se realizarán las pruebas necesarias para observar el funcionamiento del motor, en el caso de no obtener el resultado esperado, se darán las posibles soluciones y se realizarán las modificaciones necesarias para su operación.

CAPÍTULO 5

PRUEBAS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

PRUEBAS

PRUEBAS DE MOVIMIENTO.

Al terminar el ensamble del motor se observa que todas las piezas coinciden perfectamente sin presentar algún problema de diseño, sin embargo al generar el movimiento del volante de inercia se detectó demasiado rozamiento entre sus elementos, aun cuando éste se lubrica perfectamente, por una parte las bielas con el cigüeñal y por otro lado los pistones con las camisas de los cilindros, cuestión que se tenía prevista.

Para la solución de éste problema se decide montar el motor en el torno y hacerlo trabajar en vacío, esto con la finalidad de que las piezas mecánicas se ajusten entre sí y se reduzca el rozamiento de las piezas, éste movimiento facilitará el arranque del motor.

La fricción que se tiene entre los anillos y las camisas de los cilindros es demasiada, debido a que los anillos se ajustan a las camisas para sellar imperfecciones y mantener la presión dentro de la cámara de trabajo, esto obliga a que exista alta fricción. El movimiento del motor permitirá desgastar y asentarse los anillos a las paredes, sin llegar a tener demasiado desgaste que ocasionaría fugas entre los pistones y los cilindros.

PRUEBAS DE SELLADO.

La prueba de sellado se realiza inyectando aire a presión dentro de la cámara de trabajo, y se observa que en el manómetro hay pérdida de presión, esto significa que tenemos fugas en el sistema.

Se verifica la conexión entre ambos cilindros y principalmente la holgura de los pistones para ver en donde tenemos fugas, se observa que las principales fugas que existen son en la tubería de conexión, pero también se localizaron fugas en la holgura de los pistones, por lo que se plantean las posibles soluciones:

- Realizar un mejor avellanado en la tubería de cobre, para que se acople perfectamente a la terminal, de ésta manera se reducen las fugas.

- El material que se utilizó para sellar las roscas de las terminales es teflón, sin embargo, no soportara la temperatura a la que opera el motor, por lo que se reemplaza por “Siler” sellador que soporta hasta los 500° de temperatura.
- Otra alternativa es el sellador de juntas “the right Stuff”, aunque no alcanza la temperatura de operación del motor, permite un excelente sellado en la tubería, lo cual servirá para determinar la pérdida de fluido que se tiene a través de la holgura de los pistones.
- Para rectificar las fugas en los pistones se decide dar una menor holgura en los anillos, de ésta manera aseguramos el sello en la cámara de trabajo.

Para que el motor Stirling tenga un buen funcionamiento, primeramente se debe de tener un buen sellado en el motor, de otra manera no podrá operar, por lo que se realizarán las pruebas con las soluciones que se plantearon anteriormente. En caso de que las fugas prevalezcan se optará por dejar los materiales que no alcanzan a la temperatura que se desea, pero que permitirán realizar las pruebas de funcionamiento del motor.

RESULTADO DE MODIFICACIONES.

Al sustituir los nuevos materiales de sellado, se obtuvo un mejor resultado, se utilizó cinta teflón y “The Right Stuff”, lo que permite un buen sello en la tubería de conexión, por otro lado al sustituir los anillos de los pistones y dar una menor holgura, se eliminaron las fugas en los cilindros.

Al inyectar el aire a la cámara de trabajo, se observó que el manómetro ya mantiene la presión inicial que desea.

Debido a la alta fricción que existe entre los nuevos anillos y las camisas de los cilindros, nuevamente se monta el motor en el torno, para desgastar los anillos y tener una menor fricción.

Con las modificaciones que se realizaron, se procedió a realizar las pruebas de operación del motor Stirling.

PRUEBAS DE OPERACIÓN.

Se realizaron las pruebas de operación al motor, haciéndole llegar calor, por medio de una flama de Oxiacetileno aplicada directamente sobre una funda de acero para distribuir el calor sobre la camisa de aluminio y evitar daño en el cilindro, las primeras pruebas que se le realizaron al motor no fueron satisfactorias, debido a la alta fricción que prevaleció en los pistones.

Al momento de acercar la flama sobre el cilindro de expansión se observa que gira el cigüeñal pero no mantiene una velocidad constante, por la poca holgura que se tiene entre los anillos y las camisas de los cilindros, el motor conserva la presión inicial, pero a medida que se incrementa la temperatura se va perdiendo presión en el sistema, eso dificulta el buen funcionamiento del motor.



POSIBLES SOLUCIONES.

- Montar nuevamente el motor en el torno hasta para desgastar los anillos y disminuir la fricción, sin llegar a tener demasiada holgura que provocaría pérdida de presión.

- Llenar la cámara con menos presión, para mantener en un tiempo más prolongado el fluido.

RESULTADO DE MODIFICACIONES.

Al probar fatigar el los anillos y realizar la pruebas de funcionamiento, el motor obtiene menor fricción, pero las fugas se incrementan, de ésta manera, no se puede incrementar la temperatura del sistema por pérdida de presión.

Cuando se disminuye la presión inicial, se ve afectado el mecanismo al momento de producir el movimiento de los pistones.

CONCLUSIONES

A pesar de la complejidad para realizar el diseño y construcción de un motor Stirling, con la investigación que se hizo para éste proyecto, se pudo desarrollar una serie de análisis, los cuales sirvieron para el diseño del motor, el resultado que se obtuvo de estos, permitió el buen diseño del prototipo, el cual fue llevado a la manufactura de sus componentes.

ANÁLISIS TERMODINAMICO.

Es importante desarrollar un análisis termodinámico al momento de diseñar un motor Stirling, éste facilita encontrar parámetros importantes como: potencia, eficiencia y volumen de trabajo del motor.

Dentro del estudio de éste análisis, se obtuvieron las presiones y temperaturas en las que opera el motor diseñado, datos de gran importancia al momento de realizar los análisis posteriores, de otra manera se dificulta y carece de información si no se realiza a detalle dicho estudio.

Para realizar el estudio termodinámico se propuso la temperatura de 500°C en el foco de expansión y 100°C en el foco de compresión, teóricamente se llegó a la potencia deseada de 1kw.

ANALISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Con el análisis de transferencia de calor se pudieron determinar los materiales adecuados para tener esa diferencia de temperatura, así como el diseño del foco frío, parte importante del motor, el cual debe de cumplir con la función de disipar el calor hacia el exterior del sistema lo más rápido posible, de otra manera el motor no alcanzaría la potencia que se requiere, debido a que entre mayor sea el gradiente de temperatura mayor es la eficiencia del motor.

ANALISIS CINEMÁTICO

Después de realizar el análisis cinemático, se encontró la fuerza y par en el mecanismo biela-manivela-corredora, estos parámetros permitieron realizar el diseño del cigüeñal y el volante de inercia, los cuales mantienen al sistema balanceado y se evitan excesivas vibraciones en el motor.

Si el motor no es balanceado, se dificulta el buen funcionamiento del mecanismo, por ello es importante auxiliarse de un programa que te permite simular el movimiento del motor, el programa Unigraphics NX, esto ayudó a encontrar los datos necesarios para obtener un balanceo óptimo en el prototipo del motor.

Los análisis que se realizaron en la presente investigación, fueron suficientes para el desarrollo del prototipo, sin embargo cabe mencionar que se pueden realizar mejoras al motor, tomando como base los expuestos anteriormente.

Las fallas que se encuentran en el motor, sirven como antecedente para enfocarse y profundizar en esos temas, de ésta manera se puede llegar a perfeccionar el motor con mayor facilidad al contar con el motor físicamente, ya que se puede realizar un estudio técnico con mayor detalle.

Otro factor importante es contar con el herramental necesario para realizar éste tipo de motores, las herramientas con las que cuenta la facultad no son suficientes para lograr la precisión deseada, sin embargo permiten realizar modelos funcionales, utilizando métodos de manufactura que se pueden adaptar a las herramientas con las que se cuenta.

Al realizar un motor de alta presión, la precisión de las piezas que conforman el motor, deben de llevar una manufactura de alta calidad, sobre todo medidas o tolerancias las cuales sencillamente no se pueden realizar con los instrumentos de medición con los que se cuenta en la facultad.

Con el trabajo presente se obtiene el prototipo del motor Stirling, que servirá como base de estudio para concluir con el objetivo principal del proyecto de la Facultad de Ingeniería, el cual es facilitar la llegada de energía a poblaciones marginadas dentro del país y generar un beneficio a dichas comunidades.

En las investigaciones posteriores se tendrá que trabajar en un rediseño del motor, tomando como base el prototipo ya obtenido, para poder reducir costo en los materiales, de ésta manera se podrá comercializar el motor, y facilitará la obtención de éste en las poblaciones marginadas, de otra manera no serviría de nada tener el motor con un costo elevado.

Al ser un motor de combustión externa, el motor Stirling sin duda es una gran alternativa como energía verde, es decir reduce los contaminantes hacia el medio ambiente y se tiene un mejor control de emisiones que dañan la capa de ozono, controlar éste tipo de problemas es una gran motivación para la ingeniería, ya que permite abrir un gran numero alternativas para su solución, tal es el caso de la investigación que se hizo en éste trabajo.

Otro objetivo que se cumple es tener el modelo físicamente, como motivación para nuevas investigaciones dentro de la facultad y crear ese interés por estos proyectos, ya que nuestro país necesita de éste tipo de energías.

RECOMENDACIONES

Después de realizar las pruebas del prototipo diseñado se recomiendan los siguientes puntos para futuras investigaciones:

- Profundizar en los temas de fricción y sellado del motor, principales problemas que se presentaron en el prototipo.
- Evitar en lo posible el ensamble de algún elemento con soldadura, debido a la deformación que sufre el material.

- Realizar el diseño de las bielas incluyendo la tolerancia para los rodamientos o metales, de otra manera sufren desgaste y el rozamiento de las juntas es mayor.
- Rectificar las camisas donde se cuente con la maquinaria adecuada, ya que el método que se utilizó en la facultad no permitió un buen ajuste con los anillos.
- Investigar sobre materiales para los anillos del cilindro de expansión que soporten la temperatura máxima del ciclo, esto permitirá un buen funcionamiento del motor.
- Mover el motor en vacío para que los componentes del mecanismo se acoplen y tengan un movimiento con menor rozamiento.
- Lubricar perfectamente todas las piezas antes y durante el movimiento en vacío del motor, de ésta manera se facilita el movimiento del mecanismo.
- Realizar un nuevo diseño de pistón, que facilite el sellado en ambos cilindros, para poder realizar los anillos con una mejor holgura.
- Motivarse como alumno a realizar éste tipo de motores que permiten obtener energías limpias, sin duda es un gran impacto a la sociedad y un gran beneficio al país.
- Retomar el estudio que se realizó en éste trabajo, para poder perfeccionarlo y llevar al siguiente nivel que es el diseño para su producción a gran escala.

REFERENCIAS

- [1] Agüero Zamora, V. (2006) Diseño y construcción de un motor Stirling para la generación de energía eléctrica. (Tesis de licenciatura, Universidad Nacional de Ingeniería) recuperado de cybertesis.uni.edu.pe/uni/2006/aguero_zv/pdf/aguero_zv.
- [2] Cacuango Alba, E., Falconi Borja, M. (2009) Diseño y construcción de un motor Stirling a base de energía solar.(tesis de Escuela Politécnica del ejército) recuperado de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/2876>
- [3] CENGEL, Yunus; Termodinámica; Mc Graw- Hill; México; 2003.
- [4] Chávez Acurio F., Orquera Revelo D. (2012) Modelamiento energético y mecánico de un motor Stirling tipo beta para generación de 70 W para el DECEM-UGI. (Tesis de Escuela Politécnica del ejército) Ecuador, recuperado de repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/5157/1/T-ESPE-033127.pdf
- [5] El motor Stirling, (2012) central eléctrica, motor Stirling, universidad nacional de ingeniería, recuperado de <http://jmirez.wordpress.com/2012/10/06/j517-el-motor-stirling-ideal/>
- [6] Enríquez Cisneros L., Guadalupe Almeida J. (2011) Diseño y construcción de un motor solar para el laboratorio de termodinámica. (Tesis de licenciatura, Escuela Politécnica Nacional) Quito, recuperado de bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/3990/1/CD-3747.pdf.pp. (14, 15, 18, 19, 28, 30, 33, 38, 52)
- [7] Georgen A., baseitsell, H. Blume. Uso de la energía solar. Madrid, edición Rosario.
- [8] Incropera. F, Fundamentos de Transferencia de Calor. Editorial Prentice Hall; cuarta Edicion; mexico DF 1999.
- [9] KREITH, F; BOHN, M; Principios de transferencia de calor; Thomson Learning; México; 2001.
- [10] Miranda Morales, A. (2008) Análisis termodinámico de un motor de ciclo Stirling. (Tesis de maestría, Escuela superior de ingeniería Mecánica y Eléctrica). Recuperado de www.biblio-sepi.esimez.ipn.mx/.../pdf
- [11] [Motor Stirling en aplicaciones de energía solar, \(2012\) recuperado de http://www.moebius-bcn.com/?p=1553](http://www.moebius-bcn.com/?p=1553)
- [12] Robert L. Norton, Diseño de máquinas, editorial Mc GRAW-HILL.
- [13] Ross, A. (1977) Stirling cycle engines: Published gy engines. Phoenix, second edition.
- [14] Stirling and hot air engines.
- [15] Stirling cycle engine. Recuperado de www.enotes.com/topic/stirling_engine.