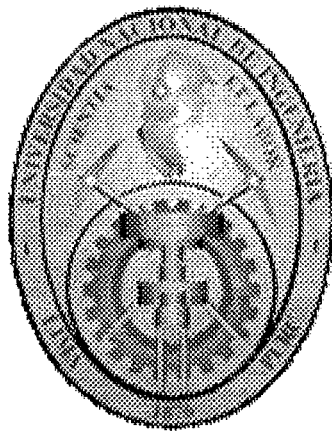


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“ESTUDIO, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE
UN MOTOR STIRLING EXPERIMENTAL
TIPO BETA (β)”**

TESIS

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

FABIO ZEGARRA CHOQUE

PROMOCION 2002-II

LIMA – PERÚ

Digitalizado por:

2004

INDICE

INDICE DE TABLAS	vii
INDICE DE FIGURAS	viii
PRÓLOGO	1
CAPITULO I. INTRODUCCIÓN	5
1.1 Planteamiento del tema.....	7
1.2 Importancia del tema.....	10
1.3 Antecedentes y perspectivas.....	11
1.3.1 Primera era.....	11
1.3.2 Segunda era.....	15
1.4 Limitaciones de trabajo.....	22
CAPITULO II. EL MOTOR STIRLING COMO MÁQUINA TÉRMICA	24
2.1 Máquina térmica.....	24
2.2 Una máquina térmica elemental.....	25
2.3 Características generales de una maquina térmica	28
2.4 El desplazador.....	30
2.5 Unidad pistón-desplazador.....	31
2.6 Pérdidas de calor.....	32
2.8 El regenerador.....	33
CAPITULO III. EFICIENCIA TÉRMICA Y MECÁNICA DEL MOTOR STIRLING	37
3.1 Ciclo termodinámico ideal.....	38
3.1.1 Importancia del ciclo isotérmico respecto al adiabático.....	41
3.2 Eficiencia mecánica de un motor térmico cinemática.....	44
3.2.1 Conceptos básicos del motor.....	45
Motor térmico cinemática.....	45
Presión de amortiguamiento.....	47

Trabajo al eje.....	50
3.2.2 Conceptos de eficiencia mecánica.....	51
Efectividad del mecanismo.....	51
Definición de eficiencia mecánica.....	52
Rol de la presión de amortiguamiento en la transferencia de energía.....	52
Componentes de trabajo.....	54
3.2.3 Teoremas generales.....	55
Teorema central.....	55
Teorema I.....	56
Teorema II.....	57
Presión de amortiguamiento óptima.....	57
Teorema III.....	58
Motor Stirling óptimo.....	58
Teorema IV.....	59
CAPITULO IV. FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING	63
4.1 Esquema del ciclo de un motor Stirling.....	63
4.2 Configuraciones del motor Stirling.....	68
4.2.1 Configuración alfa (Tipo α).....	70
4.2.2 Configuración beta (Tipo β).....	71
4.2.3 Configuración gamma (Tipo γ).....	72
4.2.4 Otras configuraciones.....	73
4.3 Acoplamiento de los émbolos.....	75
4.3.1 Émbolos acoplados mecánicamente.....	75
4.3.2 Émbolos no acoplados mecánicamente.....	78
4.3.3 Motores Stirling de acoplamiento híbrido.....	78
4.4 Regeneración.....	79
4.4.1 Análisis de la regeneración.....	79
4.4.2 Regenerador único.....	81
4.4.3 Etapas y expresiones para el cálculo de la regeneración.....	81
4.4.4 Cálculo numérico de la regeneración.....	85

4.5 Fluidos de trabajo.....	89
4.5.1 Fluidos gaseosos.....	90
4.5.2 Fluidos líquidos.....	92
4.6 Elementos de estanqueidad y lubricación.....	94
4.7 Características de los elementos mecánicos.....	95
4.8 Flujo energético y másico.....	95
4.8.1 Flujo energético.....	95
4.8.2 Flujo másico.....	96
4.9 Elementos térmicos.....	97
4.9.1 Calentadores.....	98
4.9.2 Refrigeradores.....	100

CAPITULO V. ESTUDIO TERMODINÁMICO Y DE TRANSFERENCIA

DE CALOR.....	103
5.1 Análisis termodinámico de Schmidt para motores Stirling.....	103
5.1.1 Hipótesis de la teoría Schmidt.....	103
5.1.2 Análisis Isotérmico Ideal.....	104
5.1.3 Temperatura promedio efectiva del regenerador	105
5.2 Análisis Térmico para motores Stirling.....	107
5.2.1 Análisis térmico general.....	109
5.2.2 Relaciones de parámetros para la operación del motor Stirling.....	110
5.2.3 Máxima potencia indicada.....	113
5.2.4 Pérdidas mecánicas.....	116
5.2.5 Máxima potencia al freno.....	117
5.2.6 Eficiencia térmica al freno.....	118

CAPITULO VI. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS ÓPTIMOS

PARA EL DISEÑO.....	121
6.1 Análisis cinemático del mecanismo.....	121
6.2 Análisis de Schmidt para la configuración beta.....	124
6.2.1 Volúmenes instantáneos del motor Stirling.....	125

6.2.2 Presión instantánea del motor Stirling.....	128
6.2.3 Determinación de los trabajos de compresión, expansión, total y al eje.....	129
6.2.4 Influencia de los principales parámetros del motor Stirling sobre el diagrama $P-V$	132
6.3 Análisis térmico para la configuración beta.....	136
6.3.1 Calor suministrado.....	137
6.3.2 Flujo de calor suministrado.....	138
6.3.3 Flujo de calor rechazado.....	139
CAPITULO VII. CONSTRUCCIÓN Y EXPERIMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EXPERIMENTAL TIPO BETA.....	143
7.1 Diseño del motor Stirling tipo Beta.....	143
7.2 Construcción.....	152
7.3 Banco de pruebas.....	156
7.4 Instrumentación utilizada.....	157
7.5 Estudio experimental.....	159
CONCLUSIONES.....	169
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.....	173
BIBLIOGRAFÍA.....	175
PLANOS.....	178
ANEXOS.....	190

INDICE DE TABLAS

Tabla	Página
Tabla 3.1. Comparación entre las etapas del proceso adiabático y el proceso isotérmico.....	43
Tabla 3.2 Relación p_m/p^* para algunas relaciones de compresión.....	62
Tabla 4.1. Características de presión y temperatura para los émbolos.....	70
Tabla 4.2. Cálculo numérico de Regeneración.....	85
Tabla 4.3. Valores de k (W / m x K) para diferentes materiales a diferentes temperaturas.....	86
Tabla 4.4. Valores de C_p (J / kg x K) para diferentes materiales a diferentes temperaturas.....	86
Tabla 4.5. Tipos de fluidos para los motores Stirling.....	90
Tabla 4.6. Constante específica de gas para una variedad de gases a 300 K.....	91
Tabla 6.1 Valores de W , W_e , W_c , W_{\rightarrow} , W_s (Joule) y η_m en función de k	132
Tabla 6.2 Valores de W , W_e , W_c , W_{\rightarrow} , W_s (Joule) y η_m en función de ϕ	134
Tabla 6.3 Conductividad térmica vs temperatura.....	139
Tabla 7.1 Coeficientes de rozamiento estático y deslizante.....	148
Tabla 7.2 Carga y esfuerzo máximos para las bielas.....	149
Tabla 7.3 Costos de Materiales.....	151
Tabla 7.4 Datos de la marcha en vacío para $k=0,5$	159
Tabla 7.5 Datos operativos para $k=0,5$	161
Tabla 7.6 Datos de la marcha en vacío para $k=1,0$	164
Tabla 7.7 Datos operativos para $k=1,0$	166

INDICE DE FIGURAS

Figura	Página
Figura 1.1. Modelo original del motor de Robert Stirling (1816)	13
Figura 1.2. Motor Ringbom “Tapper”	14
Figura 1.3. Esquema general del Convertidor Stirling de pistón libre.....	20
Figura 1.4. Motor Stirling demostrativo.....	20
Figura 1.5. Motor Stirling “P-19”.....	21
Figura 2.1. Diagrama general de una máquina térmica.....	25
Figura 2.2. Funcionamiento de una máquina térmica elemental.....	26
Figura 2.3. Diagrama P-V del ciclo de la figura 2.2.....	27
Figura 2.4. Máquina térmica con pérdidas.....	29
Figura 2.5. Esquema del Cilindro-desplazador.....	30
Figura 3.1. Diagrama P-V y T-S del ciclo ideal Stirling.....	38
Figura 3.2. Posibles transformaciones para la expansión de 3 a 4.....	42
Figura 3.3. Diagrama de un motor térmico	45
Figura 3.4. Elementos de un motor cinemático	46
Figura 3.5. Diagrama del motor mostrando la influencia de la presión de amortiguamiento sobre la transferencia externa de trabajo.....	48
Figura 3.6. Diagrama de una máquina térmica mostrando la transferencia de trabajo entre sus componentes.....	50
Figura 3.7. Un ciclo de motor con varios niveles de presión de amortiguamiento.	52
Figura 3.8. Ciclos regulares donde no se requiere volante para ciertos niveles de presión de amortiguamiento.....	53
Figura 3.9. Los componentes de trabajo de un ciclo regular.....	54
Figura 3.10. Ciclo Ideal Stirling con $\tau \leq 1$ y $\tau > 1$	58
Figura 3.11. η_m en función de τ , para $E=0,8$	60
Figura 3.12. Diagramas PV a diferentes velocidades.....	61
Figura 4.1. Esquema ideal de una motor Stirling isotérmico.....	64
Figura 4.2. Evolución de los volúmenes de las cámaras a los diferentes puntos del ciclo.....	66

Figura 4.3. Evolución de los volúmenes de las cámaras caliente y fría durante la realización del ciclo.....	67
Figura 4.4. Diagrama de trabajo redondeado.....	68
Figura 4.5. Configuración general de un motor Stirling.....	69
Figura 4.6. Configuración alfa.....	70
Figura 4.7. Configuración beta.....	72
Figura 4.8. Configuración gamma.....	73
Figura 4.9. Motores multicilíndricos con pistones de doble acción.....	74
Figura 4.10. Motor Stirling de simple acción con pistón y desplazador líquidos.....	75
Figura 4.11. Acoplamientos mecánicos para motores Stirling de dos émbolos coaxiales.....	76
Figura 4.12. Acoplamientos mecánicos para motores Stirling de dos émbolos no coaxiales.....	77
Figura 4.13. Acoplamientos mecánicos para motores Stirling de émbolos único.....	77
Figura 4.14. Motores Stirling de “pistón libre”.....	78
Figura 4.15. Efecto del número de Biot en la distribución de temperaturas de estado estable en una pared plana con convección en la superficie.....	80
Figura 4.16. Análisis de la regeneración.....	82
Figura 4.17. Valores de $\rho \cdot C_p$ ($J/m^3 \cdot K$) para diferentes materiales a diferentes temperaturas.....	87
Figura 4.18. Valores de α (m^2/s) para diferentes materiales a diferentes temperaturas.....	88
Figura 4.19. Comparación teórica de Meijer(1970) entre hidrógeno, helio y aire.....	91
Figura 5.1. Esquema ideal de un motor Stirling isotérmico.....	104
Figura 5.2. Distribución de temperaturas en el regenerador.....	106
Figura 5.3. Diagrama de una máquina térmica con transferencia limitada de calor y pérdidas internas.....	109
Figura 5.4 Diagrama $P-V$ con T_U y T_L	110
Figura 5.5. Dominio de valores de (τ, ξ) , con $\Gamma = 1/4$, $\delta = 1$, y $\rho = 0,20; 0,30; 0,50$	112
Figura 5.6. Dominio de valores de (τ, ξ) , con $\delta = 1$, y $\rho = 0,20$	113
Figura 5.7. Valores de P_i para $\Gamma = 1/4$, $\delta = 1$, y $\rho = 0,20; 0,30; 0,50$	114
Figura 5.8. Valores de P_i para diferentes valores de Γ con $\delta = 1$, y $\rho = 0,20$	115
Figura 5.9. Valores de P_i y P_s para $\Gamma = 1/4$, $\delta = 1$, y $\rho = 0,20$, $E = 0,8$ y $r = 2$	118

Figura 5.10. η_t en función de τ para $\delta=1$, y $\rho=0,20$	119
Figura 5.11. P_i y P_s función de η_t en $\Gamma=1/4$, $\delta=1$, y $\rho=0,20$; $E=0,8$ y $r=2$	120
Figura 6.1 Mecanismo biela-manivela del pistón y desplazador.....	122
Figura 6.2 Diagrama de movimiento del pistón y del desplazador del motor Stirling- Configuración beta.....	127
Figura 6.3 Diagrama PV para un motor Stirling tipo beta.....	131
Figura 6.4 Diagrama polar de la presión vs ángulo de giro.....	131
Figura 6.5 Influencia de k sobre el diagrama $P-V$, $k=0,1; 0,25; 0,5; 0,75; 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2$	132
Figura 6.6 Variación de W , W_s y η_m en función de k	133
Figura 6.7 Variación de W , W_s y η_m en función de φ	134
Figura 6.8 Variación de W , W_s y η_m en función de X_{dc}	135
Figura 6.9 Modelo de transferencia de calor general.....	136
Figura 6.10 Representación del modelo de transferencia de calor general.....	137
Figura 6.11 Circuito térmico equivalente de a	138
Figura 6.12 Conductividad térmica del acero inoxidable AISI 304 vs temperatura.....	139
Figura 6.13 Espacio frío.....	140
Figura 6.14 Circuito térmico equivalente de b	142
Figura 7.1 Motor Stirling de la Facultad de Ciencias de la UNI.....	143
Figura 7.2 Desgaste por abrasión vs H_m/H_a	147
Figura 7.3 Desgaste Adhesivo.....	147
Figura 7.4 Transición eje-disco del cigüeñal.....	150
Figura 7.5 Cilindro.....	152
Figura 7.6 Desplazador.....	152
Figura 7.7 Cigüeñal.....	153
Figura 7.8 Bielas.....	153
Figura 7.9 Soporte cilíndrico y apoyo.....	154
Figura 7.10 Pistón.....	154
Figura 7.11 Cilindro con aletas.....	154
Figura 7.12 Despiece del Motor Stirling tipo Beta.....	155

Figura 7.13 Ensamble del mecanismo.....	156
Figura 7.14 Disposición del banco de pruebas.....	156
Figura 7.15 Freno Prony.....	157
Figura 7.16 Marcha en vacío, para $k=0,5$	160
Figura 7.17 Potencia y Torque vs RPM- $(k=0,5)$	162
Figura 7.18 Potencia y Eficiencia vs RPM- $(k=0,5)$	163
Figura 7.19 Marcha en vacío para $k=1.0$	165
Figura 7.20 Potencia y Torque vs RPM- $(k=1.0)$	167
Figura 7.21 Potencia y Eficiencia vs RPM- $(k=1.0)$	168

PRÓLOGO

El motor Stirling es una máquina térmica sorprendente, ya que tiene la capacidad de operar con una gama extensa de combustibles, con un potencial de eficiencia alto, con bajos niveles de emisiones tóxicas y de ruidos, sin casi afectar el balance ecológico del medio ambiente. Logrando con ello, alcanzar una armonía entre el crecimiento económico y la protección ambiental.

En el primer capítulo, se hace una introducción al desarrollo de las máquinas térmicas, con la participación de los motores Stirling a lo largo de este desarrollo. Se hace un análisis de la situación energética mundial actual y del medio ambiente, explicando la importancia del estudio del motor Stirling. Y, a su vez, se presentan los objetivos del presente trabajo.

El segundo capítulo, constituye un análisis general sobre las máquinas térmicas, con conceptos básicos de termodinámica y la identificación de los motores Stirling

dentro de la diversa gama de máquinas térmicas. Esta clasificación es esencial, para poder entender adecuadamente su sencillo principio de funcionamiento.

En el tercer capítulo, se expone el ciclo Stirling ideal, a su vez se hace una comparación con el ciclo de Carnot. También, se exponen conceptos básicos para el análisis de la eficiencia mecánica de las máquinas térmicas, utilizando dichos conceptos se demuestra como los motores Stirling alcanzan la eficiencia mecánica más alta de todas las máquinas térmicas.

En el cuarto capítulo, se explica el principio de funcionamiento de los motores Stirling, se presenta las 3 configuraciones principales de los motores Stirling; por otro lado, se muestran los acoplamientos mecánicos y los fluidos de trabajo que pueden ser empleados. Además, se hace un análisis de la regeneración. Finalmente, se describen las características de los componentes del motor Stirling.

En el quinto capítulo, se muestra el análisis termodinámico de Schmidt, y de transferencia de calor para cualquier configuración de los motores Stirling. Y, se muestra la influencia de los parámetros del motor sobre la eficiencia mecánica y la potencia del motor.

En el sexto capítulo se realiza un análisis cinemático para la configuración “beta”, con dicho análisis, se realiza el análisis termodinámico Schmidt para esta configuración, de esta forma se obtienen los parámetros óptimos de diseño para la configuración beta. Finalmente, se realiza el análisis de transferencia de calor para la

configuración beta, para determinar el calor suministrado y rechazado, de esta forma, con la potencia obtenida, se puede determinar las pérdidas dentro del motor.

En el séptimo capítulo se exponen los parámetros geométricos, los materiales y algunos criterios para el diseño del motor del presente trabajo, así como, los costos de los materiales utilizados. Posteriormente, se detalla el proceso de construcción, se muestra la disposición del banco de pruebas y se expone los resultados experimentales.

Además, se ha desarrollado un programa en MATLAB[®], llamado *BETA*, para obtener el trabajo indicado, la eficiencia mecánica para diferentes presiones de amortiguamiento, así como el diagrama $P-V$, el diagrama de movimiento del motor, y el diagrama polar de la presión. Este programa muestra algunos gráficos adicionales y permite realizar un video, para comprender con mayor facilidad los resultados obtenidos.

Adicionalmente, en los anexos se incluye un cálculo, utilizando los datos experimentales, se determina el calor suministrado, rechazado, así como las pérdidas térmicas, y se obtienen las temperaturas de operación del motor, de esta forma con el programa *BETA*, se pueden obtener los diagramas, ya mencionados, para el funcionamiento del motor del presente trabajo.

La construcción del motor se realiza en el laboratorio de ingeniería mecánica S-4 de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería. Se

utilizaron materiales que son disponibles en el mercado, que son aceptables económicamente, de manera que resulte un motor simple y económico; y se emplearon los procesos de manufactura disponibles.

Cabe resaltar que la información, sobre el motor Stirling en nuestro país es muy escasa, por lo que la intención de este trabajo es convertirse en una fuente que aporte conocimiento y experiencia para el diseño, construcción y desarrollo de los motores Stirling; por ello, se presentan las consideraciones básicas para el diseño de cualquier configuración de los motores Stirling, con la intención que los motores Stirling se desarrollen y apliquen en nuestro país. Este tipo de motor permitiría en nuestro país, que pequeñas comunidades rurales que no tienen acceso a la electricidad y a los combustibles convencionales, puedan contar con un medio que les permita elevar su nivel de vida y mejorar la productividad de sus actividades.

Este trabajo no se hubiese realizado sin el apoyo, orientación e interés de muchas personas, por ello mi agradecimiento al D.Sc. Alberto Coronado Matutti por su ayuda en la búsqueda de información; así mismo, al Lic. Willy Rojas por su invaluable apoyo durante la construcción del motor del presente trabajo; mi agradecimiento muy especial al Ph.D. Guillermo Lira Cacho por su confianza, asesoramiento y dedicación, desde el inicio de este trabajo y durante su desarrollo. Y finalmente, mi agradecimiento a todas las personas que me de una u otra manera me ayudaron durante el desarrollo de este trabajo, ¡MUCHAS GRACIAS!

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

La energía es vida. La energía la podemos obtener del sol, del viento, de los ríos, de los mares, etc., además de encontrarla almacenada en diferentes tipos de combustibles. La disponibilidad de estos recursos energéticos es uno de los factores más importantes en el desarrollo de las naciones. A su vez, el desarrollo tecnológico determina la utilización de nuevos tipos de energía y, por lo tanto, la disponibilidad de estos recursos.

Dentro de este desarrollo tecnológico, surgió el desarrollo de las máquinas térmicas. A inicios del siglo de XIX, se inventaron los primeros motores de combustión externa; luego, aproximadamente a mediados del mismo siglo, se inventaron los primeros motores de combustión interna, pero se les consideró sólo como una curiosidad. Sólo a partir del año 1910 comenzó su uso masivo. Estos últimos requieren un combustible muy específico para funcionar. Con el tiempo, debido a razones técnicas y económicas, los motores de combustión interna, principalmente los de gasolina y diesel, se hicieron cada vez más seguros, confiables,

económicos y, por tanto, abundantes y de mayor uso, reemplazando a los motores de combustión externa.

Siendo el petróleo actualmente la principal fuente de energía que utilizan los motores de combustión interna, como recurso energético resulta ser no renovable, y de continuar con el actual ritmo de uso, el petróleo se acabará dentro de algunos años. Además de esta razón, las razones económicas y las ecológicas, han exigido el imperativo desarrollo de nuevas alternativas energéticas, que sean menos contaminantes. Siendo estas las principales razones, se volvieron a tomar en cuenta a los motores de combustión externa como una buena alternativa por sus diversas ventajas.

Para el funcionamiento de un motor de combustión externa se requiere que uno de sus extremos sea calentado y el resto sea mantenido frío, obteniéndose trabajo útil a través del cigüeñal, es decir, se convierte calor en trabajo a través de su ciclo termodinámico regenerativo, con compresión y expansión cíclicas del fluido de trabajo. Es una máquina cerrada, sin consumo o escape de la sustancia de trabajo. El calor es aplicado del exterior. Cualquier cosa que pueda combustionar y por lo tanto liberar calor servirá para hacer funcionar dicho motor, por ejemplo: carbón, madera, paja, gasolina, kerosene, alcohol, propano, gas natural, metano y otros. Sin embargo, existe una fuente de energía inagotable que produce calor y que no ha sido aprovechada al máximo, la energía solar.

El primer motor de combustión externa fue inventado en 1816 por el escocés Robert Stirling, dicho motor fue conocido como motor de aire caliente. Por lo que a

dichas máquinas de gas de ciclo cerrado regenerativo de combustión externa se les denomina también como motores Stirling.

Debido a que sólo necesita una fuente de calor externa para su funcionamiento y también a su potencial por su alta eficiencia, limpieza, y silencioso funcionamiento, los motores de combustión externa son sujetos a considerables esfuerzos de investigación y desarrollo. Todo ello motivó la realización de este trabajo. Por ello, se buscó conocer, en la medida de lo posible, sus inicios, su evolución a lo largo de los años, su aplicación actual y su potencialidad para el futuro; siendo el enfoque principal de este trabajo conocer su principio de funcionamiento, su diseño, así como las variables que influyen en su desempeño, realizando para ello un estudio teórico y experimental.

1.1 Planteamiento del Tema

La evolución de las civilizaciones, igual que la del resto de seres vivos, puede describirse atendiendo a cómo se han solventado los problemas de suministro energético y de recursos. De esta forma se han ido sucediendo las civilizaciones, con un modelo energético existente, el cual, una vez entrado en crisis, se ha visto desplazado por un nuevo planteamiento emergente. Mientras esta nueva propuesta energética va introduciéndose, por lo general suele verse acompañada de otras propuestas en ámbitos como las ciencias económicas, las sociales, entre otras.

Para poner en marcha dos pilares de cualquier economía: el transporte y la industria; es necesario el petróleo, que es un recurso no renovable, y ya se presagia que dentro de algunos o muchos años, dicho recurso se acabe; exactamente nadie

sabe cuándo ocurrirá, pero de lo que sí podemos estar seguros es que ocurrirá. Y desde mucho antes de que ocurra, tendremos que aprender a utilizar otras fuentes de energía. Es posible que siempre exista petróleo en algún lugar de la Tierra, pero lo que pronto puede ocurrir es que será muy costoso extraerlo, ya porque sea técnicamente muy difícil o porque, al compararse con otros combustibles, sea muy costoso o muy contaminante. La mayoría de las comodidades de la era moderna - como mobiliario, productos farmacéuticos y el transporte- también dependen del petróleo, algo de lo que pocas veces nos damos cuenta. Lo que nos lleva a que buscar alternativas para reducir el consumo el petróleo. Por ejemplo, buscar nuevas alternativas para el transporte, ya que el 90% del transporte mundial depende del petróleo, y de esta forma utilizarlo para propósitos en los que sea irremplazable.

Por otro lado, en la actualidad, la inmensa cantidad de CO₂ que estamos emitiendo a la atmósfera al quemar los combustibles fósiles es la principal causa del calentamiento global, el efecto invernadero, el cual ya no se podrá revertir, pero aún estamos a tiempo de impedir un mayor cambio si reducimos considerablemente las emisiones de los gases de invernadero a una fracción del nivel actual. Otro impacto negativo asociado a la quema de petróleo y también a la de gas natural es la lluvia ácida, en este último caso, no tanto por la producción de óxidos de azufre, como en el caso del carbón, sino sobre todo por la producción de óxidos de nitrógeno. Aparte de los daños derivados de la producción y el transporte que se producen sobre todo por los derrames de petróleo, accidentales o no, y por el trabajo en las refinerías.

Siendo evidente en nuestros días que la energía y los problemas ambientales se han convertido en uno de los problemas sociales más serios de la humanidad debido a los altos niveles de contaminación y teniendo en cuenta que los efectos del cambio climático global ya los estamos viviendo, es imprescindible tomar medidas al respecto. Por lo que son requeridos motores con bajas emisiones.

El motor Stirling puede responder a estos requerimientos. Los motores Stirling representan una alternativa concreta en la búsqueda de máquinas térmicas con alta eficiencia, menor consumo de combustible, bajos niveles de emisiones y de ruidos. Un aspecto importante asociado al funcionamiento del motor Stirling es la capacidad de operar con una gama extensa de combustibles. Todo ello se debe a que el motor Stirling es un motor de combustión externa, operando con un fluido de trabajo, generalmente aire, helio o hidrógeno, los que no participan de la combustión. Además de permitir reusar la energía desperdiciada de muchos procesos industriales. Logrando alcanzar una armonía entre el crecimiento económico y la protección ambiental.

El objetivo de este trabajo es realizar un estudio teórico y experimental para el diseño, construcción y funcionamiento de un motor Stirling. En el estudio teórico se realiza un análisis para el diseño de los motores Stirling desde el punto de vista termodinámico y de transferencia de calor. Determinar los principales parámetros que influyen en su funcionamiento y conocer cuáles permiten alcanzar un buen desempeño. Para realizar el estudio experimental, se construyó un motor Stirling, tipo beta (β), el cual es compacto y ligero, con una estructura simple y con un

relativo bajo costo de producción, de esta forma se puede obtener datos reales de sus principales parámetros, y así comprobar sus ventajas y limitaciones.

Para la construcción se buscó reducir las pérdidas por fricción al máximo posible. Utilizar una sustancia de trabajo viable tanto económicamente como tecnológicamente. Elegir la presión de trabajo, evitando las fugas del gas de trabajo. Elegir los materiales para cada parte del motor. Conocer los procesos de manufactura requeridos para su construcción. Construir un banco de pruebas que permita medir los diferentes parámetros del motor. Y, finalmente, hacer funcionar al motor con cualquier combustible disponible.

1.2 Importancia del Tema

Hoy, apenas iniciado el nuevo milenio, nos encontramos en un momento de crisis estructural del modelo energético industrial, que tiene su máxima manifestación en la modificación del ambiente. Esta situación se ha empezado a manifestar, pero no ha llegado aún a su punto más extremo. Por esto, podemos decir que las próximas décadas representan una oportunidad histórica para cambiar el rumbo y evitar, justamente, las manifestaciones más agresivas que con toda seguridad vendrán.

Los motores denominados Stirling son motores de combustión externa que usan aire u otros gases como sustancia de trabajo. Ellos pueden utilizar cualquier combustible sea líquido, gaseoso o sólido, inclusive energía solar, como fuente de calor. Esto, los hace muy atractivos, particularmente en zonas donde los combustibles convencionales son caros y difíciles de obtener. Así, los motores

Stirling son simples para construir, y son una excelente alternativa para generación de energía en países en desarrollo, como el nuestro.

El incremento del precio del petrolero en los últimos años se ha elevado considerablemente, por lo que cubrir el costo de todo aquello que tenga que ver con el petróleo y los combustibles es más difícil, esto no sólo en el Perú, sino se está reflejando en diferentes puntos del planeta. Es por ello, que hasta el campesino que vive en la zona más alejada de las noticias y el ruido de la ciudad está pagando de su bolsillo esta fuerte escalada en los precios y es más difícil poner en marcha cualquier tipo de maquinaria que disponga.

El uso de los motores Stirling en nuestro país permitiría un desarrollo en la agricultura, pequeña industria, generación de energía eléctrica a pequeña escala, etc., con bajos niveles de ruido y una larga vida. Pudiendo ser utilizado en diferentes regiones de nuestro país, utilizando los combustibles con los que cuenta la región.

1.3 Antecedentes y Perspectivas

1.3.1 Primera Era

La primera experiencia conocida de los motores Stirling se remonta a 1699, con un rudimentario artefacto que aprovecha la expansión de aire caliente para hacer girar una volante, realizada por Amontons, en Francia, sólo un año después de que se fabricase la primera máquina de vapor para bombear agua. De hecho, el desarrollo de los motores Stirling transcurrió paralelo al de la máquina de vapor. En 1759, Wood modificó la máquina de vapor de Newcomen para aire caliente. Glazebrook, en 1801,

introdujo el ciclo cerrado, y a partir de 1816, los hermanos Robert y James Stirling dieron un gran impulso al ciclo cerrado regenerativo [13].

De esta forma, el motor Stirling fue la primera máquina térmica con ciclo regenerativo inventado. Robert Stirling (1790-1878), un ministro religioso escocés, patentó el motor Stirling en 1816 (patente no.4081). Motores basados sobre su invención fueron construidos de muchas formas y tamaños hasta el final de ese siglo. Debido a que los motores Stirling fueron simples y seguros para operar, funcionando casi silenciosamente con cualquier combustible, fueron limpios y seguros comparados con las máquinas de vapor, por estas razones, ellos fueron ampliamente populares [1]. Los motores Stirling tuvieron una historia de buen servicio y larga vida (proyectados para 20 años) [5]. Los primeros motores contenían aire como sustancia de trabajo y fueron conocidos como “motores de aire caliente” (hot-air engine). El aire capturado fue sometido cíclicamente a calentamiento, expansión, enfriamiento y compresión por el movimiento de varias partes del motor. Estos motores Stirling fueron pequeños y la potencia producida fue baja (100 W a 4 kW). Muchas de estas máquinas fueron instaladas en establecimientos industriales.

El modelo original del motor Stirling es mostrado en la figura 1.1, donde el cilindro principal fue de 6,5 pies de carrera (2 m) y 2 pies de diámetro (0,6 m). El motor fue calentado por carbón y produjo cerca de 2 HP (1500 W). Sirvió para bombear agua de una cantera, el cual fue muy confiable comparado con las máquinas de vapor de esa época. Después de muchos años de trabajo, el extremo caliente fue dañado por un sobrecalentamiento.

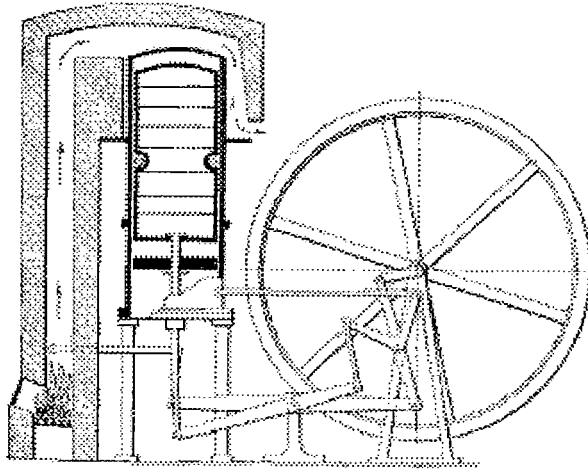


Figura 1.1. Modelo original del motor de Robert Stirling (1816) [9]

En 1850, una dinámica simple y elegante del motor fue al principio explicado por el profesor McQuorne Ranking [9]. En 1853, John Ericsson construyó un motor Stirling marino grande teniendo 4 pistones con un diámetro de 4,2 m con una carrera de 1,5 m produciendo una potencia de 220 kW a 9 rpm [3].

Ossian Ringbom, hizo su propia versión, llamada el motor Ringbom, en 1907. El motor Ringbom (figura 1.2) es similar al motor Stirling, sólo con algunos cambios, un cilindro separado (motor Stirling tipo gamma) que no tiene un mecanismo con desplazador. Su diferencia más significativa es el tamaño, donde la barra del desplazador es más grande. Fue hecho grande para que la presión interna levantara el desplazador y cambiar los estados de transferencia [9].

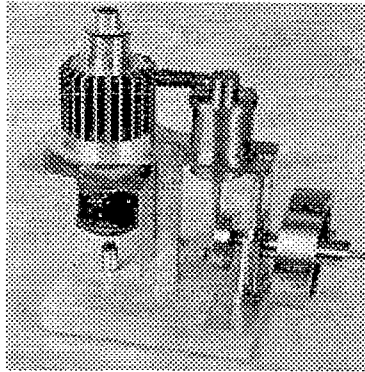


Figura 1.2. Motor Ringbom “Tapper”[9]

Luego, versiones más pequeñas de estos seguros y silenciosos motores Stirling se convirtieron populares para trabajos domésticos y trabajos industriales ligeros tales como ventiladores, máquinas de coser y bombas de agua. Los motores Stirling fueron ampliamente utilizados en EUA y Europa, donde miles fueron producidos [12]. Pequeños motores de aire caliente permanecieron en producción y uso en los inicios de 1900. Preferentemente fueron usados como bombas de agua de relativa baja potencia desde la mitad del siglo XIX hasta 1920. La primera era del motor Stirling fue terminada por el rápido desarrollo del motor de combustión interna y el motor eléctrico. Aproximadamente 100 años después de su invención, el término “motor Stirling” fue usado por Rolf Meijer para describir a todas las máquinas de gas de ciclo cerrado regenerativo [9]. Debe señalarse también que gran cantidad de la bibliografía habla de motores Einrici, Robinson, Ranking-Napier, etc, pero no son más que diversas versiones de los motores Stirling.

El motor de aire caliente fue conocido por su fácil operación, su capacidad de usar cualquier combustible, ser seguro, silencioso, con una operación eficiente, su durabilidad y bajo requerimiento de mantenimiento. Fueron muy grandes para su

pequeña potencia de salida, por lo que tuvieron un alto costo de venta [5]. No obstante, su bajo costo de operación usualmente justificaba su elección sobre la máquina de vapor -la única alternativa en esa época- la cual empleaba mayor combustible para la misma potencia y demandaba constante atención para evitar explosiones peligrosas y otros daños.

La mayor desventaja de estos primeros motores de aire caliente fue su tendencia a fallar si el extremo caliente era sometido a muy altas temperaturas. Este fue el resultado de una baja resistencia al calor del hierro fundido del extremo caliente. El problema fue solucionado por el rediseño del quemador, el cual prevenía al motor de un sobrecalentamiento. Este mejoramiento resultó seguro, pero aún con una baja potencia de operación. A pesar de este mejoramiento, el motor Stirling no pudo competir con los más baratos y más potentes motores de combustión interna, y por consiguiente su desaparición del escenario comercial [5].

1.3.2 Segunda Era

La segunda era del motor Stirling comienza en 1937 [2], con la compañía Philips, en Holanda. En ese tiempo, la compañía Philips empezó a buscar un motor el cual pudiera mover un generador y producir suficiente electricidad para hacer funcionar las radios que ellos fabricaban (radios y equipos similares podían ser utilizados en áreas remotas). No era necesaria mucha potencia, unos 100 W para hacer funcionar varias radios. Pero el motor tenía que ser muy silencioso, altamente durable, simple, confiable y capaz de usar kerosene, disponible como combustible. Fue visto por los ingenieros de Philips que el motor Stirling tenía un alto potencial para esta

aplicación. Nuevos materiales fueron la clave del éxito de los motores Stirling, como el acero inoxidable (altamente resistente a altas temperaturas). Otra clave del éxito fue un mejor conocimiento de Física y transferencia de calor que habían sido desarrollados. Ellos continuaban siendo llamados motores de aire caliente, hasta que en 1940, fueron utilizados otros gases como el helio e hidrógeno como fluidos de trabajo. [7]

Luego de 5 años, la compañía Philips había desarrollado un asombroso motor de aire caliente pequeño, "Model 10". Este motor con un solo cilindro fue del tamaño de un motor de cortador de césped. Este motor tenía un diámetro de 54 mm y una carrera de 28 mm. El mecanismo de movimiento estuvo basado en el sistema Ericson bellcrank. El motor Model 10 producía 2/3 HP (500 W) a una velocidad de 1500 rpm estando presurizado a 5 atmósferas. Con un mayor presión, podía llegar a 1 HP, a 2000 rpm. Con hidrógeno en vez de aire como fluido de trabajo, el motor podía realizar 1-1/2 HP. Comparado con los motores de la primera era, estos tenían un desempeño excelente.

Luego con el desarrollo del transistor, el equipo generador quedó obsoleto, el logro inicial inspiró el interés en desarrollar grandes motores para otras aplicaciones. En 1953, R.J. Meijer de Philips inventó el modelo rómbico para el mecanismo de transmisión. Es posible balancear completamente el mecanismo rómbico del motor y lograr una operación totalmente suave a altas velocidades. Esta exitosa variación usó un motor de un único cilindro balanceado [10]. Este fue un gran desarrollo, porque las tareas podían ser hechas más rápidamente y menos caras que con los de cilindro

único [9]. Luego del éxito del motor rómbico, fue construido un motor de 30 HP, llamado el motor 30-15 (porque trabajaba a 1500 rpm), el secreto de este nuevo motor fue que en vez de aire presurizado, uso hidrógeno [10]. Con esto alcanzó la más alta eficiencia, alrededor de 38% [9].

Una serie de motores rómbicos de mayor tamaño fueron desarrollados, llegando a una versión de 4 cilindros en línea teniendo un volumen de desplazamiento de 940 cm³ (58 pies³). Este motor trabaja con helio como gas de trabajo a una presión de 110 atm produciendo 90 HP (68 kW), el cual excede la potencia de algunos motores diesel [2]. En 1971, el motor fue instalado en un ómnibus y fue probado exitosamente unos 1500 km. Otro tipo de motor fue desarrollado por la compañía Philips, el cual debido a su compactación, fue escogido por la Ford Motor Company, fue probado en 1975 (170 HP en un Ford Torino, con hidrógeno como fluido de trabajo, a 180 bar y 760 °C de temperatura máxima). Por otro lado, la NASA LeRC, a mediados de los 70s inició la investigación de los motores Stirling [6].

Además, dentro de las innovaciones, Philips Co. desarrolló máquinas Stirling para la refrigeración (ciclo inverso). De esta manera, el motor Stirling actúa como refrigerador o como bomba de calor, siendo muy efectivos. En realidad, los refrigeradores Stirling pueden trabajar en rangos criogénicos, por debajo de 100 Kelvin. Muy prontamente Philips comenzó a promocionar los refrigeradores criogénicos para licuefacción de aire y de varios gases industriales. Refrigeradores Stirling de tamaño medio son desarrollados por otras compañías para enfriamiento de circuitos semiconductores; a temperaturas cercanas a los 80 K (la temperatura de

nitrógeno líquido a presión atmosférica) los chips de computadora trabajan dos veces más rápido y con un tiempo de vida 4 veces mayor que bajo condiciones normales [2]. Casi inmediatamente, los logros de la Philips interesaron a otras compañías; y proyectos de investigación y desarrollo han continuado hasta ahora, existiendo una gran lista de compañías, agencias de gobierno, y universidades alrededor del mundo que han trabajado en varios aspectos en la investigación y desarrollo de los motores Stirling. Motores Stirling experimentales han sido diseñados y probados como limpios y silenciosos en automóviles, camiones, autobuses, botes y submarinos. Pequeños motores Stirling han sido utilizados en corazones artificiales (marcapasos). Muy pequeños refrigeradores criogénicos son usados en el enfriamiento de sensores de equipos de visión nocturna. Congeladores Stirling están siendo investigados para refrigerantes libres de freón. Motores Stirling están siendo desarrolladas para el uso de bombas de calor para uso domiciliario, estas unidades pueden entregar 30 % más calor que quemar sólo el combustible, lo que significa un gran impacto en los esfuerzos en la conservación de combustibles [2]. Los motores Stirling están siendo desarrollados para operaciones solares y mover generadores para producir electricidad para estaciones espaciales, bases planetarias, y también para el uso diario en nuestro planeta. El llamado silencioso de un motor que opere en gran armonía con la naturaleza y las condiciones humanas parece irresistible, quizás el motor Stirling se convierta pronto en una potencial prometedora [2].

La NASA ha estado activamente envuelta con la tecnología Stirling por más de 25 años [11]. En 1990, la primera idea de utilizar un motor Stirling para el espacio profundo vino de las primeras investigaciones realizadas por el Department of

Energy (DOE) de los EUA. La idea fue desarrollar un sistema Stirling de energía nuclear para proporcionar energía eléctrica para una base lunar o de Marte [11]. Algunas aplicaciones ya están en uso; refrigeradores criogénicos son comúnmente usados para enfriar sensores de vibración en los vehículos espaciales, estos han demostrado ser eficientes y no consumir mucha energía o ser costosos [9].

Actualmente, la NASA Glenn Research Center (GRC), en conjunto con Department of Energy (DOE) y Stirling technology company-(STC) están desarrollando una fuente de potencia de radioisotopos Stirling (Stirling Radioisotope Power source), -es 20% mas eficiente [9]- similar al RTG (Radioisotope Thermoelectric Generators) pero teniendo como combustible el Plutonio-238 en la forma de PuO_2 . La energía liberada luego se convierte en calor y es fuente de calor para un convertidor termoelectrico. El convertidor luego convertirá esta fuente de calor en energía eléctrica. Este nuevo método de producción de energía usa menos plutonio que los generadores tradicionales, por lo tanto, reduce el costo y los riesgos de accidentes [9]. Un motor Stirling RG-10 ha sido probado por más de 50 000 horas (5,7 años) sin requerir mantenimiento o degradación durante su funcionamiento. En la figura 1.3 se muestra un esquema general del convertidor Stirling de pistón libre.

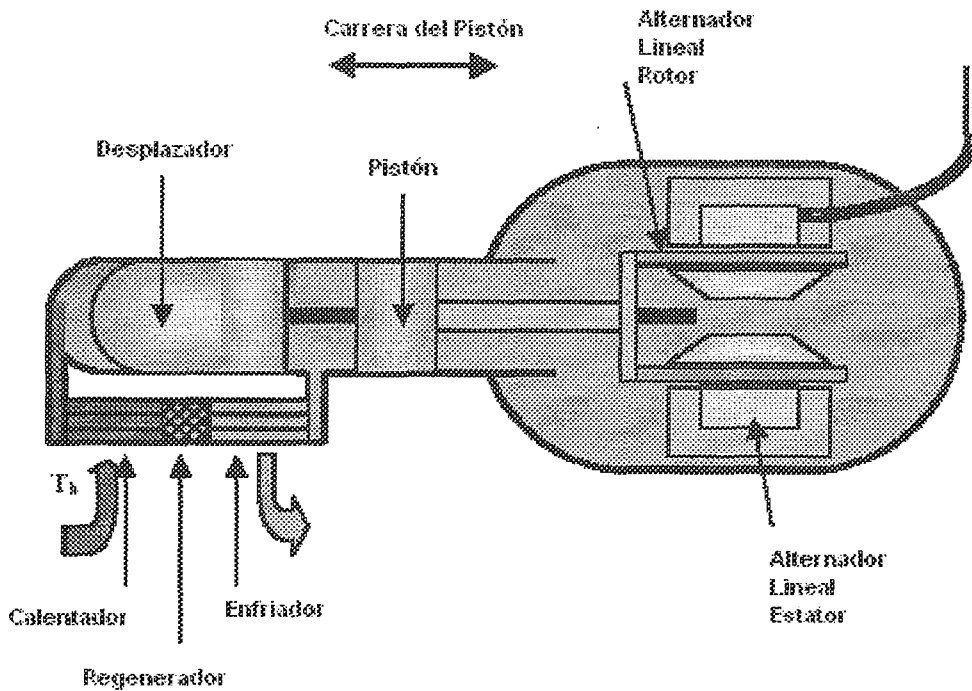


Figura 1.3. Esquema general del Convertidor Stirling de pistón libre [11]

Para suministrar electricidad a las naves para las misiones de la NASA a la superficie de Marte y al espacio profundo (los paneles no serían una buena opción, ya que son viajes muy lejanos al sol). El convertidor Stirling es una alternativa viable para el sistema de potencia de las naves espaciales y está siendo considerado seriamente para varias misiones de la NASA [6].

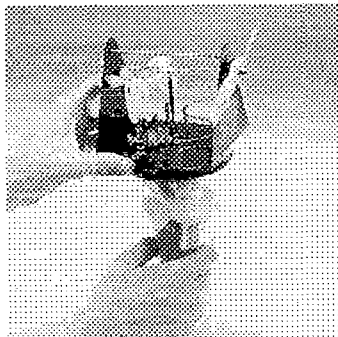


Figura 1.4. Motor Stirling demostrativo [14]

Como se ha podido observar, para que funcione un motor Stirling es requerido una diferencia de temperatura entre los extremos del motor (ver figura 1.4). Se han desarrollado motores que pueden funcionar con pequeñas diferencias de temperaturas, por ejemplo, de la palma de una mano y del aire exterior. Como es el caso del “P-19”, diseñado y construido en 1990 por el Ph.D. James R. Senft, profesor de Mathematical Science de la University of Wisconsin, River Falls (ver figura 1.5). El motor Stirling “P-19” tiene una relación de compresión de 1,004 a 1 y opera, aproximadamente a 100 rpm, con una diferencia de temperatura de $\frac{1}{2}$ °C (menos que 1 °F) entre sus extremos caliente y frío.

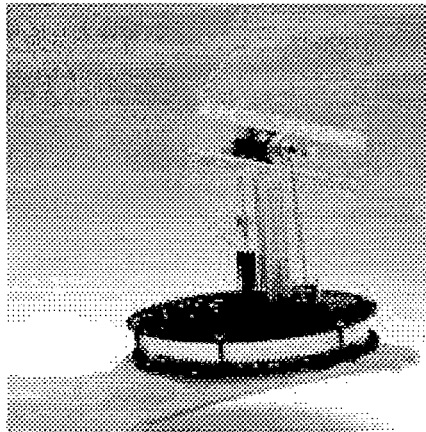


Figura 1.5. Motor Stirling “P-19” [9]

Por otro lado, la STM Corporation ha estado trabajando sobre la tecnología de los motores Stirling por más de 20 años, ha alcanzado obtener motores con 40% de eficiencia usando gas natural o gasolina, con muy bajas emisiones y 90% menos de ruidos comparados con los motores diesel [12].

El estudio del ciclo Stirling es objeto de asignaturas regladas en Inglaterra, Alemania, Japón y Estados Unidos. Hoy existen congresos internacionales y europeos cada 2 años sobre el tema [8].

1.4 Limitaciones del Trabajo

Consideraciones de resistencia de materiales, temperatura y viabilidad como el tamaño total de la máquina usualmente limita la cantidad de la temperatura, volumen o presión que puede ser incrementado en el motor. Se necesita de muy altas temperaturas, siempre que se pretenda alcanzar altas potencias. Son por tanto, los materiales de construcción los que determinan los límites térmicos. El material del cilindro del espacio caliente es acero inoxidable AISI 304 con una temperatura de fusión de 1397 °C y el cilindro del espacio frío esta hecho de aluminio con temperatura de fusión de 660 °C. Las temperaturas típicas de trabajo del espacio caliente están entre 650 y 800 °C.

En nuestro caso, nos limitamos a usar aire como sustancia de trabajo, por razones de costo y seguridad. Además, para maximizar la potencia, los motores deben trabajar normalmente a altas presiones, en el rango de 5 a 20 MPa. Hermetizar los espacios de trabajo, plantea problemas de operación por el difícil sellado del gas entre la región a alta presión y aquellas partes a presión ambiente, por lo que, para evitar la fuga de la sustancia de trabajo trabajamos a bajas presiones.

Por otro lado, la fuente de calor es proporcionada por la combustión de propano usando un mechero Bunsen, por lo que, la transferencia de calor de la llama de calor a la sustancia de trabajo esta sujeta a muchas pérdidas.

Trabajar con aire, a bajas presiones, y con muchas pérdidas de calor, va limitar el valor de la potencia del motor, pero nos permiten obtener los datos experimentales requeridos.

CAPITULO II

EL MOTOR STIRLING COMO MÁQUINA TÉRMICA

2.1 Máquina Térmica

El motor Stirling es una máquina térmica. Para conocer completamente como trabaja y su potencial de uso, es esencial conocer su lugar en el dominio general de las máquinas térmicas.

Una máquina térmica es un artefacto el cual puede convertir continuamente energía térmica, o mejor dicho, calor en energía mecánica o trabajo. El calor es suministrado o aplicado al motor de una u otra manera y es obtenido trabajo útil. Con tal que sea suministrado calor, un motor puede producir energía mecánica.

En el caso de los motores de combustión interna, el calor es suministrado a través de la combustión del combustible, usualmente un líquido, tal como gasolina o petróleo dentro del motor. Algo del calor es convertido en trabajo por expansión, contra el pistón, de los gases calientes productos de la combustión. El resto de calor es rechazado en el escape, por el radiador, o por las aletas de enfriamiento del motor. Mientras exista combustible para suministrar calor, el motor puede realizar trabajo

útil. Estos tres procesos de absorción de calor, producción de trabajo y rechazo de calor son comunes en todas las máquinas térmicas. Ellos son una parte integral de la operación de cada motor. Las leyes de la naturaleza requieren estos procesos, y esta es una forma simple de entender una máquina térmica.

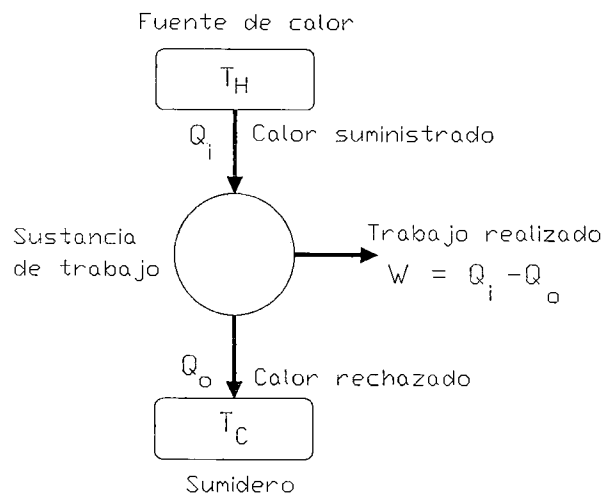


Figura 2.1. Diagrama general de una máquina térmica

Una representación puramente conceptual de una máquina térmica es mostrada en la figura 2.1, los rectángulos representan la fuente de calor y el sumidero, a alta y baja temperatura T_H y T_C , respectivamente. El círculo representa la máquina en sí. Q_i es el calor suministrado al motor en cada ciclo y Q_o es el calor rechazado por el motor en cada ciclo. W representa el trabajo de salida por ciclo.

2.2 Una Máquina Térmica Elemental

Considere un cilindro cerrado con un pistón como se muestra en la figura 2.2A con un poco de aire en su interior. El pistón se mueve libremente, pero prácticamente

hermético. Se supone que al inicio el dispositivo completo está a temperatura ambiente y a la misma presión del aire atmosférico exterior.

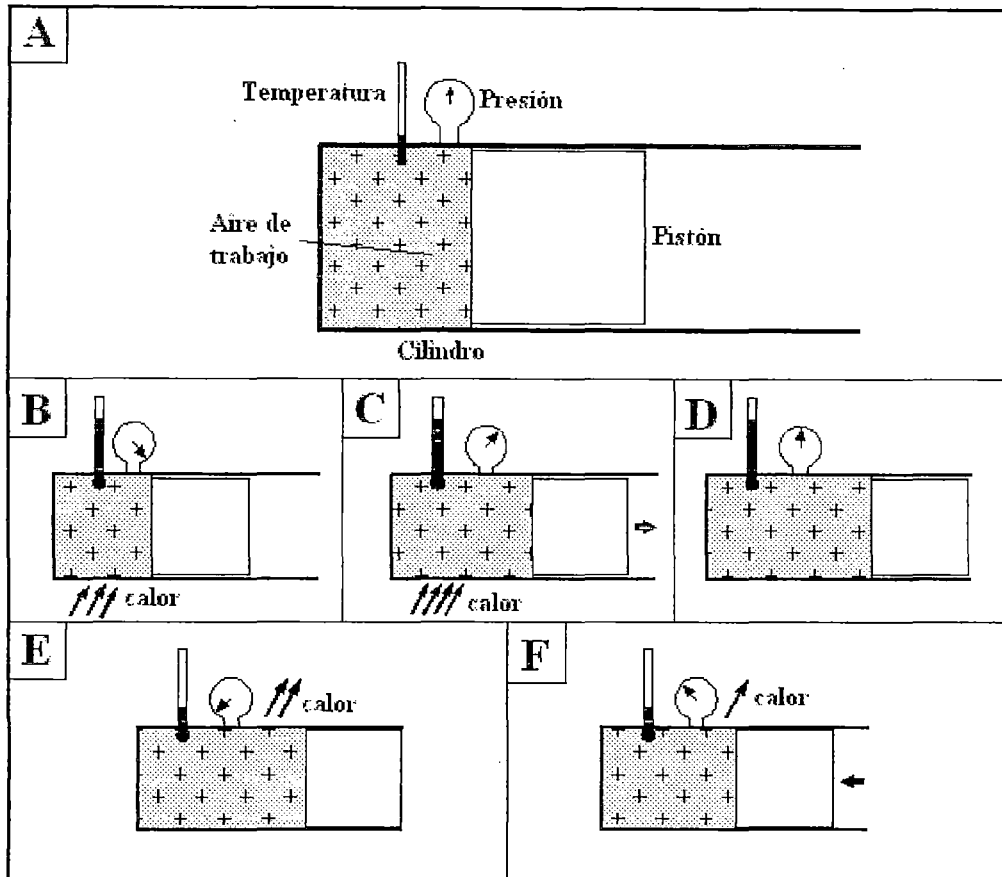


Figura 2.2. Funcionamiento de una máquina térmica elemental

Trabajo puede ser obtenido de este artefacto por el calentamiento del cilindro, como se muestra en la figura 2.2B. Por lo tanto, la temperatura del aire se incrementará y su presión también. Luego, se produce una diferencia de presiones y la alta presión empuja el pistón hacia la derecha, y este a su vez realiza trabajo útil, cualquier fuente de calor producirá trabajo, así cuando mayor es la temperatura de la fuente de calor, mayor es el trabajo que puede ser el obtenido. Si el cilindro fuese muy grande, la expansión podría ir muy lejos, pero aún así existirían limitaciones.

Esto sólo resultaría hasta que la presión interior del aire descienda hasta la presión atmosférica.

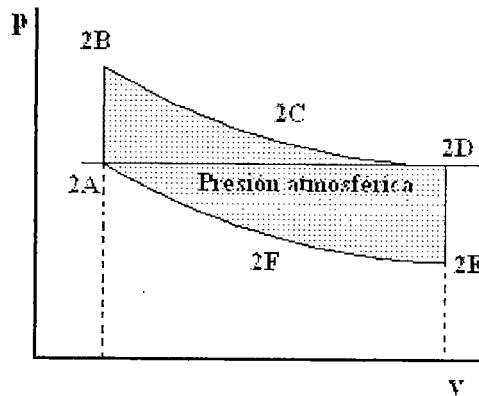


Figura 2.3. Diagrama P-V del ciclo de la figura 2.2

Entonces, de cualquier modo, trabajo puede ser extraído de una simple fuente de calor por un artefacto sencillo, sólo en una limitada cantidad. Los límites ocurren cuando el artefacto o la sustancia de trabajo alcanzan un determinado estado, más allá del cual el pistón ya no se moverá. Por ejemplo, el límite es determinado por la temperatura de la fuente de calor y la longitud del cilindro, o por la presión atmosférica exterior al cilindro.

Para conseguir el mayor trabajo de la unidad del cilindro bajo consideración, suponga que cuando la expansión ocurre, el calor es suministrado continuamente. Esta mantendrá la presión interior tan alta como sea posible. Claro, mientras la expansión procede, la presión decrecerá, pero con tal de que la presión interior sea más alta que la del exterior, el pistón será empujado hacia el exterior para realizar trabajo, figura 2.2C. Para restablecer la unidad del cilindro de la condición en la cual fueron dejadas luego de la expansión en la figura 2.2D, se comienza removiendo la fuente de calor y dejando la unidad enfriada a temperatura ambiente, figura 2.2E.

Haciendo que la presión bajara, siendo más baja que la atmosférica porque el volumen es más grande que el de su estado inicial y se encuentra otra vez a temperatura ambiente. La diferencia de presión sobre el pistón lo moverá hacia el interior. Durante la compresión, figura 2.2F, el cilindro pierde o entrega energía térmica al medio exterior. Como proceso de compresión, la presión dentro del cilindro crece, aunque la temperatura es mantenida al mínimo. Este proceso cesa cuando la presión interior ha igualado a la presión atmosférica, justo como la figura 2.2A de esta manera el aire interior ha sido sometido a un ciclo termodinámico completo.

2.3 Características Generales de una Máquina

Una primera característica de una máquina térmica, para que realice un ciclo termodinámico, es que es necesario tener dos temperaturas extremas entre las cuales trabaje. Una fuente o reservorio de energía térmica a alta temperatura fue necesario para iniciar el ciclo. El aire de trabajo absorbe calor de este reservorio de alta temperatura durante el proceso de expansión del ciclo; luego, durante el enfriamiento, el motor entrega calor. El aire de los alrededores lo absorbe y así de esta manera sirve como sumidero de calor o reservorio de alta temperatura. Este es un requerimiento de todos los posibles ciclos termodinámicos. Cada ciclo de máquina requiere reservorios de calor a dos temperaturas diferentes.

Una segunda característica de las máquinas térmicas es un cambio de volumen de la sustancia de trabajo. Este cambio en volumen es efectuado por un pistón movable, diafragma, fuelle, o dispositivos equivalentes.

En la expansión, el gas del motor lleva trabajo al pistón y usualmente este va a la volante por medio de una conexión mecánica. Como el mecanismo la biela-manivela. Algo de este trabajo puede ser tomado para realizar trabajo fuera del motor o para utilizarse en la compresión, pero en algunos motores, no todo puede ser utilizado. Por ejemplo, en un motor diesel en donde el ratio de compresión esta en el orden de 15 a 1, una considerable cantidad de la energía de la volante es necesaria para realizar el proceso de compresión.

Por otro lado, es importante saber, cuanto trabajo es obtenido del calor entregado. Los motores gasolineros típicos de automóvil están alrededor del 25% de eficiencia, motores diesel pequeños están por encima de 35%. Los más recientes motores diesel marinos alcanzan el 50% de eficiencia, estos son los más eficientes. Estas son características en el motor que causan que el calor sea pasado del reservorio caliente al frío sin contribuir al trabajo hecho por el gas del motor, como en la figura 2.4.

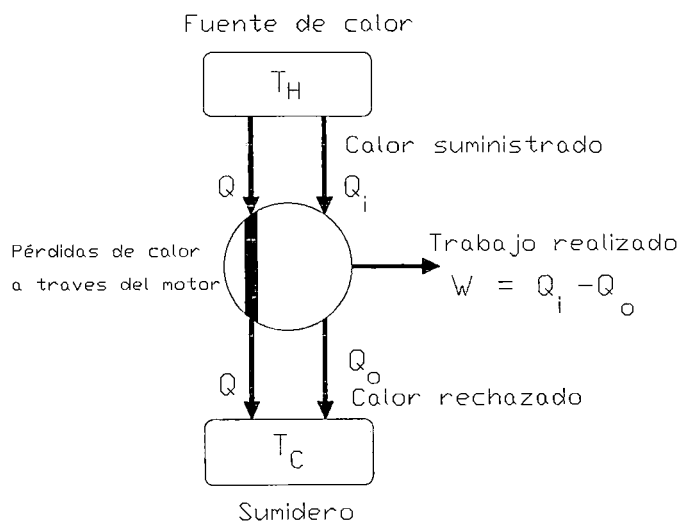


Figura 2.4. Máquina térmica con pérdidas

2.4 El Desplazador

Un cilindro completamente cerrado como en la figura 2.5 conteniendo aire en su interior y a un “émbolo” cilíndrico ubicado en la mitad de la longitud del cilindro. El émbolo tiene un ajuste moderadamente holgado en el cilindro, de manera que se pueda mover de un extremo a otro. Es evidente que el émbolo ocupa un espacio interior. Donde esté ubicado el émbolo, no habrá aire. Entonces si el aire se encuentra en el extremo izquierdo, la mayor parte de aire interior estará en el extremo derecho, y viceversa. Moviendo el émbolo se mueve o desplaza el aire en el interior del cilindro. Por esta razón, el émbolo es usualmente llamado desplazador.

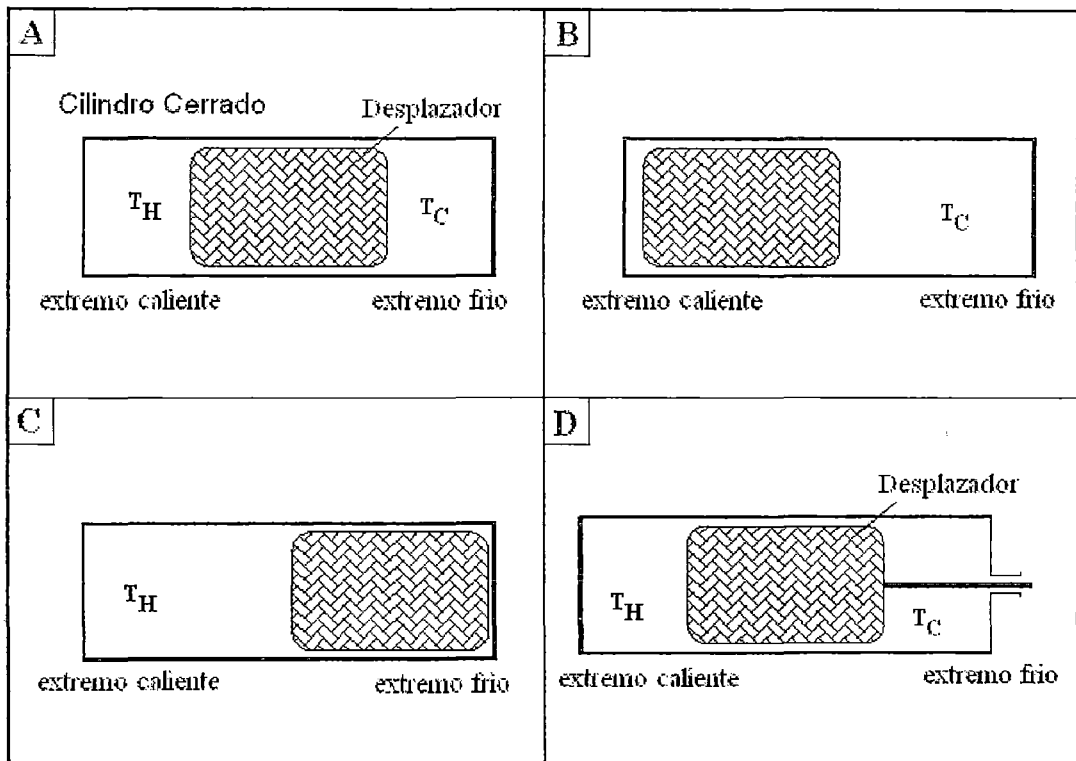


Figura 2.5. Esquema del Cilindro-desplazador

Ahora suponga que un extremo del cilindro está siendo calentado y el otro extremo es mantenido frío. Cuando el desplazador esté en el extremo caliente como Figura 2.5B, el aire estará en la cámara fría, a una temperatura baja y a una presión relativamente baja. Cuando el desplazador es movido al extremo frío, el aire fluye alrededor de él y termina en la cámara caliente como en la figura 2.5C. La temperatura del aire se incrementa y también se incrementa su presión. Así, moviendo el desplazador de un lado hacia el otro, causa que el aire sea calentado y enfriado alternadamente. La ventaja del desplazador es que el cilindro puede ser mantenido a temperatura estable en el tiempo, pero variable en su longitud, es decir, un extremo se mantiene siempre caliente y el otro frío. Esto no sólo reduce el calentamiento y enfriamiento de la misma cámara del cilindro, una y otra vez, sino que permite un rápido calentamiento y enfriamiento del aire interno.

El medio usual para mover el desplazador es a través de una barra delgada (vástago) unido al desplazador y pasando a través de un adecuado agujero en el extremo libre del cilindro. Esta idea está mostrada en la figura 2.5D. Esta barra sostiene al desplazador y lo mantiene alejado de las paredes del cilindro de manera que puede moverse libremente sin rozamiento.

2.5 Unidad Pistón-Desplazador

La unidad cilindro-desplazador (ver figura 2.5) puede ser usada en conjunto con una unidad pistón-cilindro (ver figura 2.2) para producir un motor con un ciclo con mejor eficiencia. La mejor combinación desde el punto de vista termodinámico es que el cilindro del pistón sea sólo una prolongación del cilindro del desplazador.

Sin embargo, el pistón y el desplazador no se moverán por si mismos. Un mecanismo es necesario para ello. Con el mecanismo, en cada revolución de las manivelas, los cuatro procesos de calentamiento, expansión, enfriamiento y compresión son realizados con una regularidad mecánica y en una rápida sucesión. Ahora ellos no son realizados perfectamente desde el punto de vista termodinámico. Esto es porque ni el pistón ni el desplazador son absolutamente inmóviles para cualquier instante, esto hace que el ciclo sea un poco menos efectivo que el proceso ideal descrito anteriormente. Sin embargo, es razonablemente una buena aproximación y es la que puede ser realizada muy rápidamente con alta eficiencia mecánica.

2.6 Pérdidas de Calor

El desplazador es un ingenioso dispositivo el cual hace posible una rápida operación del motor Stirling mientras simultáneamente mejora la eficiencia. El desplazador elimina la necesidad de repetidos calentamientos y enfriamientos del mismo material cilíndrico, sólo para calentar y enfriar la sustancia de trabajo.

El gas del motor es alternativamente calentado y enfriado al ser trasladado entre la cámara caliente y la cámara fría del motor. Las paredes de esta cámara son mantenidas a la misma temperatura durante la operación del motor. El extremo caliente es continuamente mantenido caliente. El único calor que necesita ser suministrado es tal que compensa lo que el motor toma en cada ciclo cuando es transportado en el extremo caliente y se expande. Así, el calor añadido no tiene nada que hacer con el material de cilindro, sólo con la sustancia de trabajo interno.

Similar comentario es aplicado al calor sustraído del extremo frío. El material del cilindro es mantenido a temperatura fría constante. El único calor removido es lo que el aire interior cede cuando es transferido en la cámara fría y es comprimido. Así, el efecto del desplazador sobre la eficiencia es evitar el calentamiento y enfriamiento de las partes del motor sin que el calor pase por la sustancia de trabajo.

Sin embargo, debido a las imperfecciones en la práctica, con un extremo calentado y con el otro frío, algo de calor viaja por conducción a través del material del cilindro directo del extremo caliente al extremo frío. Esto es una pérdida en eficiencia, pero esto puede ser minimizado y mantenido en límites aceptables, haciendo las paredes de la cámara tan delgadas como sea posible, especialmente en el medio de esta cámara. En algunos motores Stirling pequeños, los espesores de esta cámara es tan pequeña como 0,13 mm.

Idealmente la cámara central debería ser un aislador, pero esto es difícil de conseguir en la práctica por las altas temperaturas del motor. Un extremo debería estar bien caliente y el otro debe ser mantenido a temperatura ambiente. En resumen, un requerimiento obvio para una buena eficiencia es la mínima conducción de calor del material del extremo caliente al frío.

2.8 El Regenerador

Además de las pérdidas de calor a través de la estructura de un motor Stirling, existen las pérdidas térmicas internas. La principal pérdida surge del calentamiento y

enfriamiento cíclico, propio del gas de trabajo. Por otro lado, la manera que el calentamiento y enfriamiento son realizados influye en la eficiencia del motor.

En un motor con un sencillo desplazador, el calentamiento y enfriamiento pueden ser mejorados, ya que no todo el calor entregado contribuye al trabajo hecho por el motor. Algo del calor suministrado al motor va sólo para incrementar la temperatura del aire, como es el caso del calor que ingresa al espacio caliente antes de la expansión para realizar trabajo. Más calor es suministrado luego al aire para realizar la expansión. Luego de la expansión, el aire a menor temperatura es desplazado al extremo frío, donde el calor es rechazado a través de las partes frías del motor al sumidero antes de la compresión. Así, observando cuidadosamente, se puede ver que un poco del calor es transportado a través de la fuente y del sumidero del motor y no contribuye directamente para producir trabajo. Esta energía térmica puede ser considerada como una pérdida, al ser transferida de la fuente durante un proceso a volumen constante, es decir, cuando no se realiza trabajo y también cuando es rechazado al sumidero durante un proceso que tampoco produce trabajo.

Junto con su motor, Robert Stirling inventó un dispositivo para evitar esta pérdida. El lo llamó “economizador” pero ahora es usualmente llamado regenerador. En el primer motor Stirling el regenerador fue una malla de alambres finos sujetos al exterior del cuerpo del desplazador. El alambre fue colocado alrededor del desplazador, ordenadamente espaciados para producir un tipo de cesto tejido. La matriz justo ocupa el espacio anular entre el desplazador y su cilindro, pero una

holgura fue necesaria para evitar rozamiento. El tejido del regenerador fue lo suficiente abierto para permitir al aire fluir libremente.

En la práctica, los regeneradores no trabajan perfectamente, pero no es muy difícil que ellos trabajen muy bien. Aún un regenerador pobre mejora la eficiencia. Regeneradores también incrementan la potencia, haciendo posible alcanzar altas velocidades. Menor energía térmica tiene que ser absorbida en cada ciclo cuando un regenerador está trabajando; así, cada ciclo, simplemente, toma menos tiempo.

Los regeneradores tienen muchas formas, algunos son lana de metal comprimido. Los motores de aire caliente Robinson, hechos en Inglaterra alrededor de 1900 para tareas de iluminación doméstica, ofrecían principalmente un desplazador vacío teniendo los extremos perforados y llenados por lana metálica. Regeneradores muy efectivos pueden ser hechos con capas de tela metálica. En motores Stirling de baja diferencia de temperatura -la mayoría de ellos usados para demostración y experimentación y no para uso práctico- los regeneradores son importantes para obtener mayores velocidades utilizando fuentes limitadas de calor como, por ejemplo, una taza de agua caliente. Los modelos hechos por New Machine Company tienen un regenerador-desplazador integral hechos enteramente de espuma porosa.

Otra forma de regenerador es un orden paralelo de láminas metálicas delgadas espaciadas una pequeña distancia. Esto también presenta una gran área de paso para el flujo de aire a través de los espacios.

Regeneradores pueden ser colocados en el motor de forma que sean estacionarios. Esta es una particular ventaja para aquellos motores diseñados para operar a altas velocidades, por que reduce la masa reciprocante, en tales motores el regenerador es alojado en un circuito fluido alrededor del cilindro en el cual el desplazador oscila. El desplazador luego causa el movimiento del aire del motor a través del circuito conteniendo al regenerador, este circuito puede luego también tener una sección tubular de calentamiento y enfriamiento para mejorar la transferencia de calor dentro y fuera del motor, esta es la forma como modernos motores Stirling trabajan a altas velocidades.

CAPITULO III

EFICIENCIA TÉRMICA Y MECÁNICA DEL MOTOR STIRLING

Es bien conocido que el ciclo de Carnot tiene la eficiencia térmica más alta que puede alcanzar una máquina térmica; sin embargo, es menos conocido que no es el único ciclo que tiene esta propiedad.

Existe una clase de ciclos que potencialmente pueden alcanzar la eficiencia térmica de Carnot. Estos ciclos son llamados ciclos Reitlinger, los cuales están definidos por dos isotérmicas y dos politrópicas de la misma clase. En tales ciclos, la cantidad de calor absorbido en una politrópica es exactamente igual al rechazado en otra, de tal forma que es posible la regeneración. Con una perfecta regeneración, la eficiencia térmica de un ciclo Reitlinger iguala a la de Carnot, el cual es en realidad un ciclo Reitlinger especial en el cual las politrópicas son adiabáticas. El ciclo ideal Stirling es también un ciclo Reitlinger, en el cual las politrópicas son isométricas. Por lo tanto, con regeneración perfecta la eficiencia térmica de un motor Stirling es máxima.

3.1 Ciclo Termodinámico Ideal Stirling

El ciclo ideal Stirling se compone de dos procesos isotérmicos y dos isométricos, y la regeneración se efectúa a volumen constante.

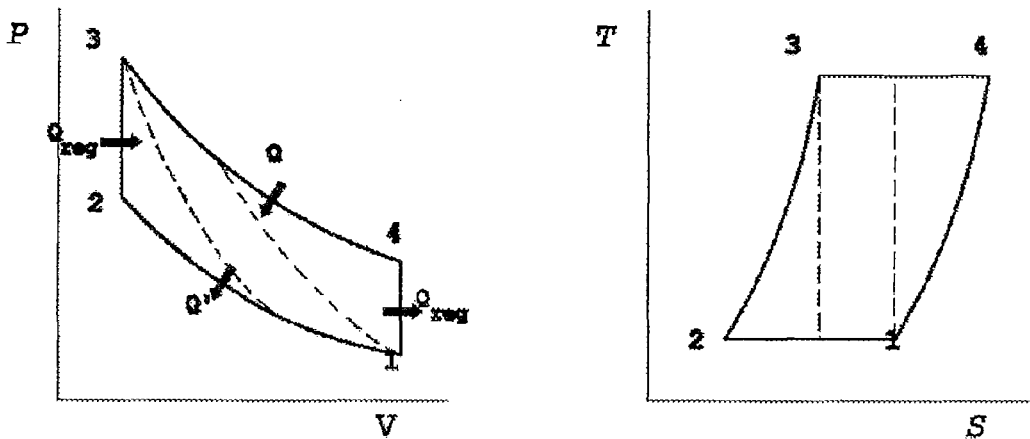


Figura 3.1. Diagrama P-V y T-S del ciclo ideal Stirling
Las líneas más finas muestran el ciclo de Carnot entre las mismas temperaturas y volúmenes

El ciclo Stirling consta de:

- 1-2 Compresión isotérmica (temperatura mínima), durante la cual sale calor del sistema a la fuente fría a temperatura T_{min}
- 2-3 Aportación de calor a volumen constante (isométrica)
- 3-4 Expansión isotérmica (temperatura máxima), donde ingresa otra cantidad de calor Q al sistema, que toma de la fuente caliente a temperatura $T_{máx}$
- 4-1 Extracción de calor a volumen constante (isométrica)

Operativamente esto se puede conseguir de la siguiente manera: es necesario contar con un intercambiador de calor reversible (regenerador) capaz de tomar y ceder calor. Este regenerador tiene que absorber todo el calor Q_{4-1} (Q_{reg}) y entregarlo al sistema en la etapa 2-3 de modo que $|Q_{4-1}| = Q_{2-3}$.

En el ciclo Stirling, si el regenerador tiene eficiencia $e=1$, tiene como rendimiento térmico el de Carnot. Esto se debe a que los dos procesos a volumen constante (4-1) y (2-3) absorben y ceden el mismo calor $Q_{reg} = |Q_{4-1}| = Q_{2-3}$, es decir, cubren las áreas iguales en el diagrama T-S. Es importante recalcar que el regenerador no es la fuente fría, ni la fuente caliente. Desde el punto de vista constructivo, la fuente fría es la atmósfera y la fuente caliente es la cámara de combustión. Vale la pena recalcar que el motor Stirling es un motor de combustión externa, en el que el gas de trabajo no experimenta cambio de composición química.

1-2 Compresión isotérmica, durante la cual se extrae calor del sistema a la fuente fría a temperatura T_{min} (temperatura mínima), el trabajo consumido en la compresión de la sustancia de trabajo es equivalente al calor rechazado del ciclo. La energía interna no varía, y la entropía disminuye.

$$q_{1-2} = R T_{min} \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad ; \quad w_{1-2} = P_1 V_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

La variación de la entropía es:

$$s_2 - s_1 = R \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

2-3 Aportación de calor a volumen constante (isométrica) se efectúa del regenerador a la sustancia de trabajo. No se produce trabajo en este proceso.

$$q_{2-3} = C_v (T_3 - T_2)$$

La variación de la entropía es:

$$s_3 - s_2 = C_v \ln\left(\frac{T_{max}}{T_{min}}\right)$$

3-4 Expansión isotérmica, durante la cual se transmite calor a la sustancia de trabajo a temperatura $T_{máx}$ (temperatura máxima), el trabajo de expansión es equivalente a la cantidad de calor suministrado.

$$q_{3-4} = R T_{\max} \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad ; \quad w_{3-4} = P_4 V_4 \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)$$

La variación de la entropía es:

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

4-1 Extracción de calor a volumen constante se efectúa de la sustancia de trabajo al regenerador. No se produce trabajo en este proceso.

$$q_{4-1} = C_v (T_1 - T_4)$$

La variación de la entropía es:

$$s_1 - s_4 = C_v \ln\left(\frac{T_{\min}}{T_{\max}}\right)$$

El rendimiento del ciclo se obtiene dividiendo el trabajo neto obtenido entre el calor consumido en todo el ciclo. El trabajo neto:

$$W_{total} = W_{expansion} - W_{compression} = W_{3-4} - W_{1-2}$$

El calor que ingresa al sistema es igual a:

$$q_{3-4} = R T_{\max} \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)$$

Como existe regeneración ideal, todo el calor que ingresa en la etapa 2-3 lo provee el regenerador que se calienta durante la etapa 4-1, por lo tanto el calor Q_{2-3} no se toma en cuenta. Desde el punto de vista neto, no es realmente calor ingresante,

sino calor que está contenido dentro del motor y pasa del gas al regenerador y vuelve de nuevo del regenerador al gas. Por tanto, el rendimiento es:

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

Resultando ser igual al rendimiento del ciclo de Carnot equivalente. La razón de este resultado es que al asumir las idealizaciones que se admitieron previamente, como la existencia de regeneración ideal, lo que se hizo es suponer que el ciclo Stirling es idealmente reversible, de modo que no resulta absurdo el resultado, porque en definitiva es lo que se supone también en el ciclo de Carnot. El ciclo Stirling tiene la ventaja de requerir una menor cantidad de trabajo de compresión que el ciclo de Carnot, ya que en este la compresión es adiabática e isotérmica mientras que en el ciclo Stirling sólo es isotérmica. Podemos observar que el ciclo Stirling genera más trabajo por ciclo que el correspondiente de Carnot. Además, recientemente se ha demostrado que el motor Stirling ideal tiene la eficiencia mecánica más alta posible. Así, el motor Stirling tiene la más alta eficiencia global de todas las máquinas térmicas [17]. Si el calor entregado a los ciclos es igual, entonces:

$$W_{\text{Stirling}} > W_{\text{Carnot}} \quad ; \quad \eta_{\text{Stirling}} = \eta_{\text{Carnot}} = 1 - T_{\min} / T_{\max}$$

3.1.1 Importancia del Proceso Isotérmico Respecto al Adiabático

Las evoluciones isotérmicas sólo pueden realizarse cuando la velocidad del motor es muy baja, en caso contrario estas transformaciones tienden a hacerse

adiabáticas. Para poder valorar la influencia de esta desviación respecto a la isoterma sobre el rendimiento y el trabajo, deben considerarse diversos casos.

Para realizar una transformación desde un punto 3 (figura 3.2) hasta el punto 4, que se encuentra a igual temperatura, se pueden seguir diversos caminos.

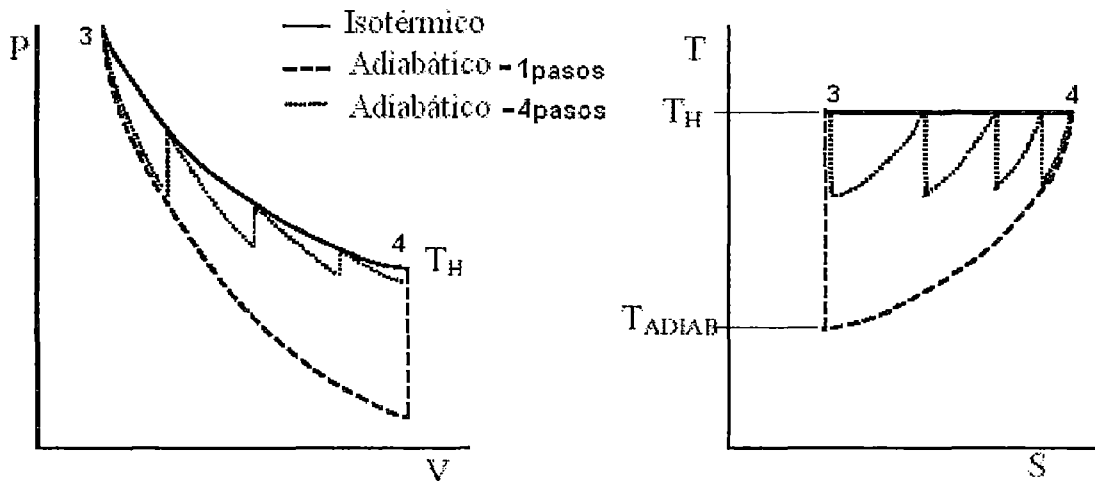


Figura 3.2. Posibles transformaciones para la expansión de 3 a 4

El calor específico aportado durante una expansión isotérmica viene dado por la expresión:

$$q_{3-4} = R T_H \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)$$

El calor equivalente en una expansión adiabática realizada según un paso se tiene que calcular en base a la temperatura al final de la transformación adiabática, pues el calor equivalente corresponderá al restablecimiento de la temperatura de la fuente a volumen constante.

$$T_{adiabl} = T_H \left(\frac{V_i}{V_f}\right)^{k-1} ;$$

$$q_{adiabl} = C_v (T_H - T_{adiabl})$$

Para el caso de transformaciones adiabáticas con más pasos, se usan las expresiones anteriores, pero se deben aplicar a intervalos de volúmenes menores. El calor aportado isotérmicamente es máximo, al mismo tiempo que cuantos más pasos adiabáticos se usen, más próximo se está de la transformación isotérmica.

Por lo tanto, el caso en que se aporta menos calor a un hipotético motor térmico, este opera con una transformación teórica adiabática en un solo paso en el proceso de expansión. Calculando para una situación concreta de un motor con transformaciones en varios pasos se puede tener una idea aproximada de la influencia del factor de la “adiabaticidad” sobre el trabajo final posible.

Para comparar varias transformaciones con el proceso isotérmico, se supone el caso de un motor de 100 cm^3 , de helio, con un volumen mínimo de 100 cm^3 y un volumen máximo de 200 cm^3 y con una temperatura $T_H=1000 \text{ K}$. El calor aportado según el número de etapas adiabáticas se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 3.1. Comparación entre las etapas del proceso adiabático y el proceso isotérmico

Tipos de transformación	Calor (kJ/kg)	%
1 etapa adiabática	1153,35	80,1%
2 etapas adiabáticas	1282,25	89,1%
5 etapas adiabáticas	1373,50	95,4%
10 etapas adiabáticas	1406,37	97,7%
100 etapas adiabáticas	1436,97	99,8%
1000 etapas adiabáticas	1439,60	100,0%
Isotérmicamente	1439,60	100,0%

Según los resultados, un comportamiento totalmente adiabático implica una pérdida de calor importante. Pero hay que ver que para varias transformaciones adiabáticas seguidas del mismo número de aportaciones de calor a volumen constante la temperatura no se aleja excesivamente de la temperatura máxima. En este caso, con pocas etapas el calor perdido se reduce ya de forma importante.

De aquí se deduce que los motores Stirling serán de dimensiones menores que para el ciclo de Rankine (modificación del de Carnot, como son la máquina y la turbina de vapor), para proporcionar potencias equivalentes [13].

El rendimiento térmico de un ciclo entre dos temperaturas dadas es máximo cuando este ciclo sólo libera o recibe calor isotérmicamente a estas temperaturas. El ciclo de Carnot lo hace y por eso alcanza el máximo rendimiento.

3.2 Eficiencia Mecánica de un Motor Térmico Cinemático

Esta parte del capítulo se basa en el artículo “Mechanical Efficiency of Kinematic Heat Engines” realizado por el Ph.D. James R. Senft. Primero, se identifica e introduce una base conceptual para la transferencia de energía, la cual toma lugar entre los componentes básicos de los motores térmicos recíprocos. Segundo, se muestra que el motor Stirling ideal tiene el potencial de eficiencia mecánica más alto; este límite da una expresión matemática explícita en términos de tres parámetros básicos del motor:

- 1) La relación de las temperaturas extremas entre las que el motor opera,
- 2) La relación de compresión del volumen, y

- 3) La efectividad del mecanismo de un motor en transportar energía entre el pistón y el eje de salida.

La figura 3.3 muestra la transferencia de trabajo esencial para que un motor sea auto-actuante, para ello se debe desviar y almacenar algo del trabajo de expansión (W_e), y luego debe ser devuelto a la sustancia de trabajo, llamado trabajo de compresión (W_c), durante una apropiada parte del ciclo.

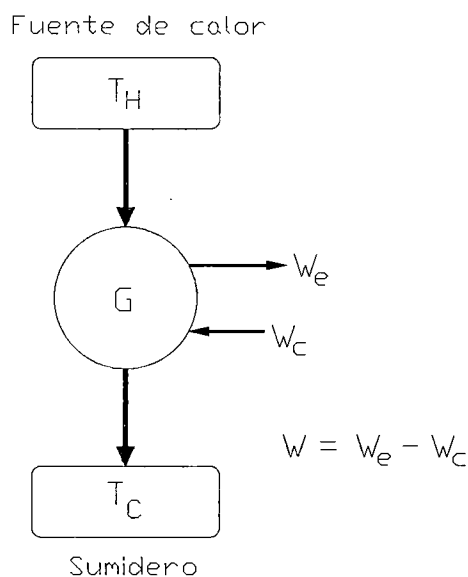


Figura 3.3. Diagrama de un motor térmico mostrando transferencia de trabajo cíclico W_e y W_c hacia y desde la sustancia de trabajo [17]

3.2.1 Conceptos Básicos del Motor

Motor Térmico Cinemático

Un motor térmico cinemático está caracterizado por los elementos esquemáticamente representados en la Figura 3.4. La sustancia de trabajo (un gas ideal) está contenido en una espacio llamado espacio de trabajo el cual varía su volumen por medio de un pistón. Sin embargo, más de un pistón puede ser usado para el volumen del espacio de trabajo, como en cierto tipo de motores Stirling. El

espacio de trabajo es también provisto por un medio para interactuar térmicamente con los reservorios de calor. Estos no son mostrados en la figura 3.4 porque no influyen directamente en la eficiencia mecánica de las máquinas cinemáticas.

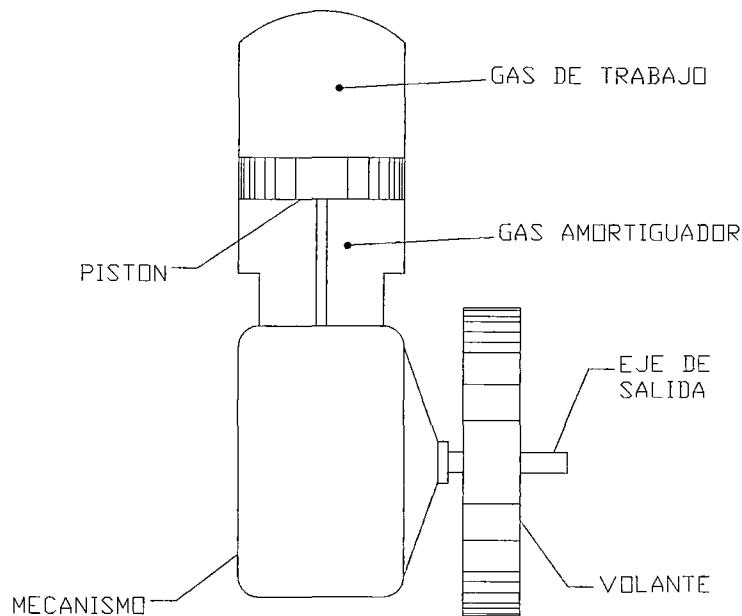


Figura 3.4. Elementos de un motor cinemático [17]

El espacio de trabajo usualmente contiene otros dispositivos cinemáticos no mostrados en la figura 3.4. Estos elementos incluyen cualquier válvula, desplazador, etc; los cuales son necesarios para llevar el fluido de trabajo a través del ciclo termodinámico deseado. Estos dispositivos, así como bombas auxiliares, ventiladores, etc., son cinemáticamente conectados y son conducidos por el mecanismo; y son conceptualmente considerados como parte del mecanismo para el propósito de este estudio.

En el motor cinemático considerado aquí, los procesos son discretos y secuenciales. Debido a esto, los motores cinemáticos deben ser provistos de un reservorio o depósito de trabajo. Para motores con un espacio de trabajo único, con un eje de salida giratorio, este reservorio o depósito invariablemente toma la forma de una volante, como la figura 3.4 describe. Bajo la condición de funcionamiento continuo, la volante no experimenta una ganancia neta de energía durante un ciclo. Durante cada ciclo, absorbe, almacena y retorna la energía a la máquina que es necesaria para completar un ciclo; el sobrante es dirigido por medio de eje de salida para usar fuera del motor.

Presión de Amortiguamiento

En principio, un motor cinemático de un espacio de trabajo único no necesita nada más que las características descritas anteriormente, pero en la práctica usualmente tiene una presión externa casi constante actuando sobre el lado del espacio de no trabajo del pistón (exterior al espacio de trabajo). La procedencia de esta presión es usualmente debido a la atmósfera circundante, pero a veces un recinto especial llamado *un espacio de amortiguamiento* es proporcionado para permitir el uso de presiones elevadas. Como será visto, la presión de amortiguamiento, cualquiera que sea su fuente, juega un rol extremadamente importante en la eficiencia mecánica global de una máquina cinemática.

Todo trabajo transferido por medio del mecanismo del motor es sujeto a algunas pérdidas debido a la fricción. Esto aplica al transferir energía en ambas direcciones: desde la volante al pistón, así como desde el pistón a la volante y el eje de salida. Los

trabajos transferidos generalmente no son W_e y W_c debido a la acción de la presión de amortiguamiento. El gas amortiguador, así como la volante, absorbe, almacena y retorna energía al gas de trabajo. Pero, desde que actúa directamente sobre el pistón, desvía y recicla un poco de trabajo fuera del mecanismo.

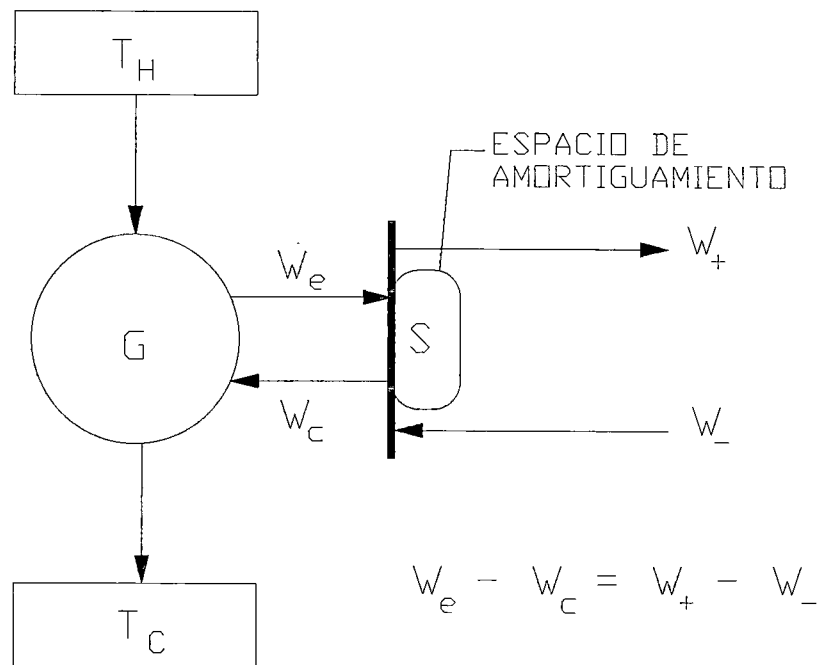


Figura 3.5. Diagrama del motor mostrando la influencia de la presión de amortiguamiento sobre la transferencia externa de trabajo [17]

La figura 3.5 representa el espacio de amortiguamiento por el elemento llamado S . Las cantidades de trabajo que deben ser mecánicamente transmitidos hacia y desde el pistón del motor son reducidas desde W_e y W_c en el lado del espacio de trabajo del pistón a W_+ y W_- por la influencia de la presión del gas de amortiguamiento.

Esto reduce las pérdidas de fricción en la sección del mecanismo del motor en cierto modo. Hacemos referencia a W_+ y W_- como el trabajo del pistón positivo y negativo, respectivamente; W_+ es el trabajo hecho sobre el mecanismo por el pistón,

y W_- es el trabajo hecho sobre el pistón por el mecanismo en cada ciclo. Note que las flechas en Figura 3.5 se refieren sólo al trabajo positivo transferido y no necesariamente al movimiento del pistón o dirección de la fuerza.

Desde que la presión de amortiguamiento actúa directamente sobre el pistón sin ningún mecanismo intermediario, no sufre el tipo de pérdida de fricción que el almacenamiento de energía de la volante hace. Existe fricción de sello del pistón, pero esto es más apropiado incluirlo en la sección del mecanismo y no asociarlo con el espacio de amortiguamiento. El gas de amortiguamiento puede sufrir, sin embargo, una pérdida de otra manera cuando el volumen del espacio de amortiguamiento es finito. Esto ocurre, cuando la presión del espacio de amortiguamiento fluctúa con los cambios de volumen inducidos por el movimiento del pistón. Para contradecir esto en la práctica, uno hace el volumen del espacio de amortiguamiento tan grande como práctico sea posible. En consecuencia, idealizamos y asumimos que la presión de amortiguamiento es constante, así como cuando la atmósfera sirve como gas de amortiguamiento. Por consiguiente, el gas de amortiguamiento actúa como un depósito de energía con menores pérdidas a una presión constante, en comunicación directa con el pistón. En otras palabras, la diferencia entre el trabajo del pistón positivo y negativo es exactamente igual al el trabajo indicado del ciclo:

$$W_+ - W_- = W_e - W_o$$

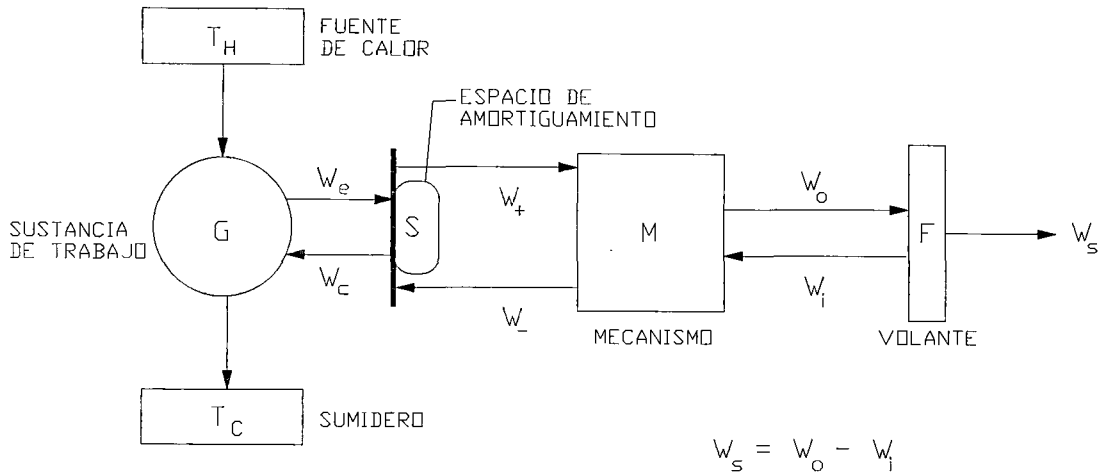


Figura 3.6. Diagrama de una máquina térmica mostrando la transferencia de trabajo entre sus componentes [17]

Trabajo al Eje

El motor cinemático completo puede ser representado conceptualmente como en la figura 3.6. El dispositivo representado por M representa al mecanismo y F a la volante; W_s es lo que normalmente se llama el Trabajo cíclico al eje. En términos prácticos, W_s es el trabajo “útil” de salida de un motor en cada ciclo. Es la diferencia entre el trabajo cíclico W_o recibido por la volante/eje de salida por medio del mecanismo y el trabajo cíclico W_i tomado de la volante y dirigido al mecanismo para mantener el funcionamiento del motor.

W_o es el trabajo positivo del pistón (W_+ es reducido por las pérdidas de fricción en el mecanismo). W_i es el trabajo que debe ser provisto por la volante al mecanismo para producir el trabajo negativo del pistón (W_- es reducido por las pérdidas de

fricción que incurren en la transmisión a través del mecanismo al pistón). De esta manera W_o y W_i dependen de la efectividad del mecanismo de un motor considerado como una simple máquina.

3.2.2 Conceptos de Eficiencia Mecánica

Efectividad del Mecanismo

Para cualquier mecanismo de motor en cualquier posición y para cualquier fuerza aplicada allí, la relación correspondiente a la fuerza de salida, y a la fuerza ideal de salida (por ejemplo, la fuerza de salida si todas las fuerzas de fricción estuvieran ausentes) llamaremos *Efectividad mecánica instantánea* del mecanismo; de esta manera se enfatiza y separa el papel que el desempeño básico del mecanismo del motor juega en la eficiencia mecánica total de un motor completo (la *efectividad* máxima es siempre la unidad).

La *efectividad* es generalmente una función de la velocidad así como de la posición y de la carga. La consideración de la velocidad es importante cuando se trabaja a velocidades altas, o cuando están involucradas masas relativamente grandes en movimiento, por consiguiente, estas consideraciones no se toman en cuenta para un tratamiento general. Un análisis más detallado deberá incluir los efectos de la velocidad no sólo en la *efectividad* del mecanismo, sino también en el ciclo termodinámico.

Definición de Eficiencia Mecánica

La eficiencia mecánica de un motor térmico cinemático es definido como la relación entre el trabajo al eje y el trabajo indicado por ciclo:

$$\eta_m = \frac{W_s}{W}$$

En este modelo general, las pérdidas del espacio de amortiguamiento son mínimas de modo que la diferencia entre W y W_s es enteramente debido a las pérdidas mecánicas por fricción ocurridas en el mecanismo. Esta diferencia depende no sólo de la *efectividad* del mecanismo de un motor, sino también de la carga de la fuerza aplicada. Esta carga es fuertemente influenciada por la elección de la presión de amortiguamiento.

Rol de la Presión de Amortiguamiento en la Transferencia de Energía

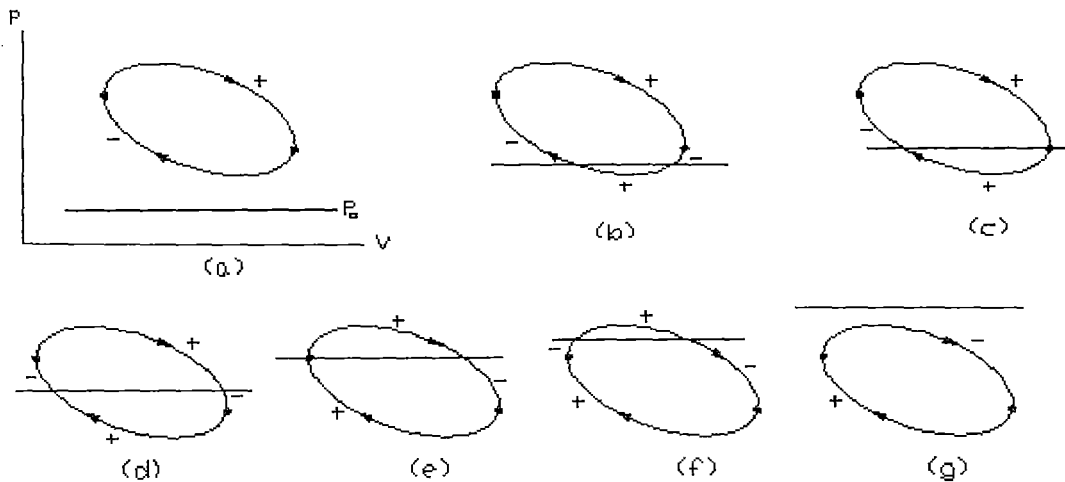


Figura 3.7. Un ciclo de motor con varios niveles de presión de amortiguamiento. El signo indica la dirección de transferencia entre el pistón y la volante [17]

En la figura 3.7 se muestra los efectos del nivel de la presión de amortiguamiento sobre la transferencia de energía. El signo + se da para una porción del ciclo donde el

trabajo es transferido del pistón a la volante o al eje de salida. Esto se da cuando la presión del espacio de trabajo es superior a la presión de amortiguamiento y el pistón esta efectuando la expansión y cuando la presión del espacio de trabajo es inferior a la presión de amortiguamiento y se está realizando la compresión. Por otro lado, el signo $-$ se usa cuando el trabajo es transferido de la volante al pistón.

Se puede observar que en el caso (a) se requiere que mayor energía sea transportada por la volante que en los casos (b) y (c), y sería mínima en el caso (d). Por consiguiente, mayores pérdidas por fricción ocurrirán en el caso (a) que el (b), etc. A altas presiones de amortiguamiento, como en el caso (e), (f), y (g), se presentan efectos similares. Por lo que, ningún nivel de presión de amortiguamiento eliminará completamente la necesidad de la volante para este ciclo particular.

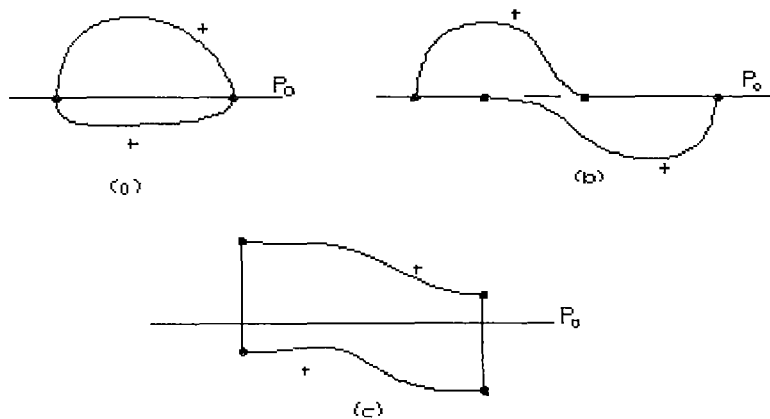


Figura 3.8. Ciclos regulares donde no se requiere volante para ciertos niveles de presión de amortiguamiento [17]

En la figura 3.8 se muestra ciclos donde sólo se transmite energía del pistón al eje de salida. En los casos (a) y (b) la presión del ciclo iguala a la presión de amortiguamiento. En el caso (c) ocurren procesos a volumen constante, en este caso existe un rango de presiones de amortiguamiento para el cual no aparece el signo $-$.

Componentes de Trabajo

En ese punto se hace un análisis de cada una de las regiones de un ciclo en relación a la presión de amortiguamiento p_o .

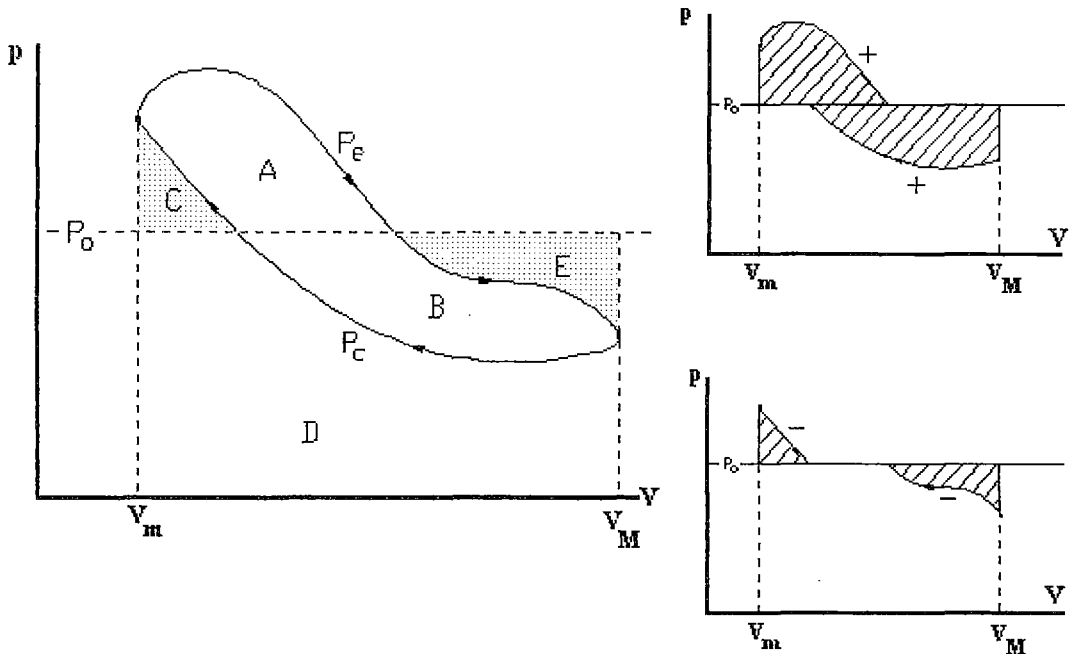


Figura 3.9. Los componentes de trabajo de un ciclo regular

La siguiente definición identifica los componentes básicos de un ciclo regular con una presión de amortiguamiento p_o y a la presión del ciclo p_c :

A = área dentro del ciclo y sobre p_o

B = área dentro del ciclo y debajo de p_o

C = área debajo de p_c y sobre p_o

D = área debajo de p_c y debajo de p_o

E = área sobre de p_c y debajo de p_o

Las regiones correspondientes a estas cantidades son ilustradas en la figura 3.9. Note que todos son positivos por definición. En esta terminología, los trabajos pertinentes a la operación del motor se pueden expresar:

$$\begin{aligned}
W &= A+B, \\
W_e &= A+B+C+D, \\
W_c &= C+D, \\
W_+ &= A+B+C+E, \\
W_- &= C+E.
\end{aligned} \tag{1}$$

3.2.3 Teoremas Generales

Teorema Central

El trabajo positivo del pistón W_+ es el trabajo entregado al mecanismo para ser transmitido a la volante o al eje de salida. En este proceso, algo se pierde por fricción y su cantidad realmente entregada se reduce a W_o . Es necesario un conocimiento detallado de la efectividad e del mecanismo de un motor para determinar W_o . Para ello, asumimos límites constantes de la función de la efectividad instantánea, es decir, que la efectividad es al menos h pero a lo mucho k durante el ciclo:

$$0 < h \leq e \leq k \leq 1$$

Luego, claramente:

$$h W_+ \leq W_o \leq k W_+ \tag{2}$$

El trabajo negativo del pistón W_- es trabajo que debe salir del mecanismo hacia la sustancia de trabajo del ciclo. Se origina del trabajo de entrada W_i desde la volante al mecanismo. Por consiguiente, análogamente a lo anterior:

$$h W_i \leq W_- \leq k W_i \tag{3}$$

Aquí, necesariamente no se asume que el mecanismo tiene la misma efectividad al trabajar en ambas direcciones y para ambas orientaciones de entrada/salida, sólo h y k limitan el funcionamiento en todos los casos. En el caso donde haya una marcada

diferencia en las características del mecanismo, cuando el trabajo es en diferentes modos, cada uno puede ser tratado separadamente para mejorar la exactitud del resultado. Puesto que:

$$W_s = W_o - W_i ,$$

De las desigualdades (2) y (3), se obtiene:

$$h W_+ - \frac{W_-}{h} \leq W_s \leq h W_+ - \frac{W_-}{k} \quad (4)$$

Usando la ecuación (1) en (4), se produce los siguientes límites sobre el ciclo de trabajo:

$$h W - [(1/h) - h](C + E) \leq W_s \leq k W - [(1/k) - k](C + E)$$

Este resultado es resumido en el siguiente teorema en términos de la eficiencia mecánica.

Teorema I

Si la efectividad de un mecanismo de un motor es al menos $h > 0$ y a lo más k durante el ciclo, entonces:

$$h - \left[\frac{1}{h} - h \right] \frac{(C + E)}{W} \leq \eta_m \leq k - \left[\frac{1}{k} - k \right] \frac{(C + E)}{W}$$

Ya que $(C + E)$ depende de la forma del ciclo y la selección de la presión de amortiguamiento, este resultado muestra como estas dos características influyen en la eficiencia mecánica. En la Figura 3.7, para varias presiones de amortiguamiento, se nota que la región $E=0$ en (a), (b) y (c), mientras que en (e), (f) y (g), $C=0$.

Del teorema I, y con efectividad constante del mecanismo, el resultado siguiente es inmediato:

Teorema II

Si la efectividad de un mecanismo de un motor cinemático es una constante e , luego:

$$\eta_m = e - \left(\frac{1}{e} - e \right) \frac{C + E}{W}$$

La conclusión de este teorema, expresada en términos del trabajo al eje, es:

$$W_s = e W - \left[(1/e) - e \right] (C + E)$$

Si se asume una efectividad constante, esta es una suficiente aproximación para los resultados deseados. Note que el teorema II muestra que $\eta_m \leq e$, la igualdad se dará si y sólo si $e=1$ (el cuál no tiene interés), o cuando la presión de amortiguamiento es tal que $C=E=0$. Ciclos eficaces, con la presión de amortiguamiento correcta, tienen una eficiencia mecánica igual a la máxima posible, es decir, la *efectividad* del mecanismo.

Presión de Amortiguamiento Óptima

De la definición de un ciclo regular, se deduce que C y E son funciones continuas de la presión de amortiguamiento. Además, $(C+E)$ está limitado por 0; y aumenta sin limite cuando la presión de amortiguamiento aumenta. Por consiguiente, $(C+E)$ tiene un mínimo absoluto en algún nivel de la presión de amortiguamiento. Por el teorema II, esta presión es *óptima*, en el sentido que esta da la máxima eficiencia mecánica posible, o equivalentemente, el máximo trabajo al eje.

Teorema III

Cada motor cinemático tiene una presión de amortiguamiento óptima. Note que la presión de amortiguamiento óptima del ciclo es una característica sólo del ciclo del motor y no depende de la efectividad de un mecanismo.

Motor Stirling Óptimo

Los conceptos y resultados anteriores son aplicados ahora a los motores Stirling, Un ciclo ideal Stirling es definido como un ciclo constituido por dos isotermas y dos isométricas. Representemos τ como *la relación de temperaturas de las isotermas* y r como *la relación de compresión del volumen*:

$$\tau = T_C / T_H \quad r = V_M / V_m$$

Por un motor Stirling ideal, es decir, una máquina térmica cinemática con un gas de trabajo, el cual esta bajo un ciclo ideal Stirling. En esta sección, se da una expresión explícita para la eficiencia mecánica de un motor Stirling ideal amortiguado a la presión óptima.

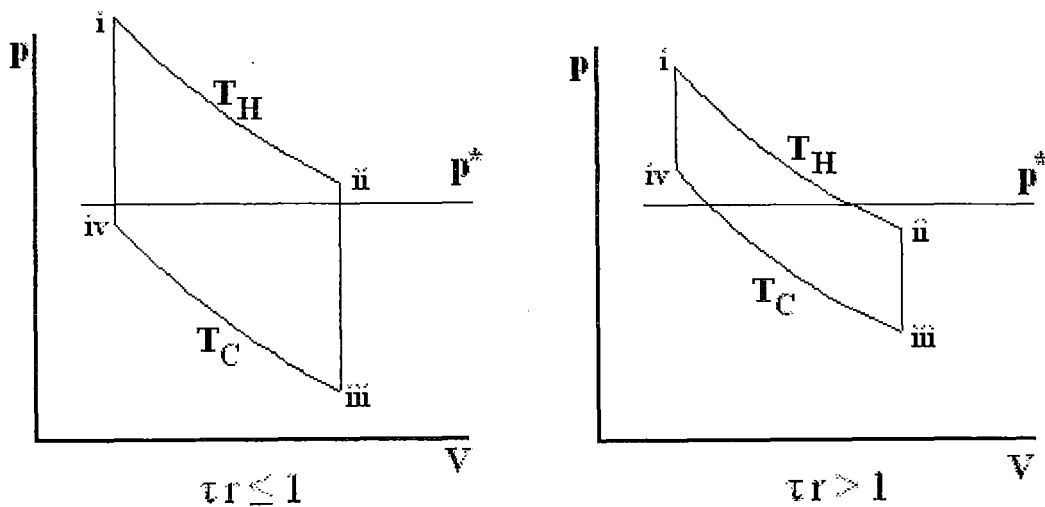


Figura 3.10. Ciclo Ideal Stirling con $\tau r \leq 1$ y $\tau r > 1$

Caso $\tau r \leq 1$: Algunos ciclos Stirling son *eficaces*, es decir, $(C+E)_{\min} = 0$, como muestra la figura 3.10. Estos son ciclos Stirling donde la presión más alta de la isoterma inferior T_C no es mayor que la presión mínima de la isoterma superior T_H . Cualquier presión entre estos extremos es una presión óptima. Para los puntos iv y ii tenemos:

$$P_{iv} = \frac{R m T_C}{V_m} \quad ; \quad P_{ii} = \frac{R m T_H}{V_M}$$

Observamos que $\tau r \leq 1$ si y solo si $P_{iv} \leq P_{ii}$.

Caso $\tau r > 1$: Para el caso $\tau r > 1$, la presión de amortiguamiento óptima p^* se expresa, como:

$$p^* = \frac{m R T_H}{V_m} \frac{1+\tau}{1+r}$$

Donde el término $(C+E)_{\min}$ puede ser calculado. En esta expresión, m es la masa del gas en el espacio de trabajo y R es la constante universal de los gases.

Teorema IV

Si e es la efectividad de un motor Stirling ideal, el cual está amortiguado óptimamente, con una relación de temperaturas (τ) y una relación de compresión de volumen (r), su eficiencia mecánica (J. R. Senft, 1987), está dada por:

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

Donde:

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

En la práctica, muchos motores Stirling operan con una presión de amortiguamiento igual a la presión promedio del ciclo. Debido a que alguna fuga entre el espacio de trabajo y el espacio de amortiguamiento es inevitable, esta es la presión de amortiguamiento “automática” de un motor Stirling sin una válvula check o bomba.

Note que el caso donde $\tau r \leq 1$, el caso eficaz supuesto, da la más alta eficiencia, es decir, del mecanismo, E . Sin embargo, requerimientos prácticos de tamaño y peso por unidad de potencia de salida frecuentemente fuerzan hacia relaciones de compresión más altas, a las cuales llevan al motor a operar en un punto del rango no eficaz, es decir, donde $\tau r > 1$. Sobre todo, esto es en motores operando con fuentes térmicas de bajo calidad.

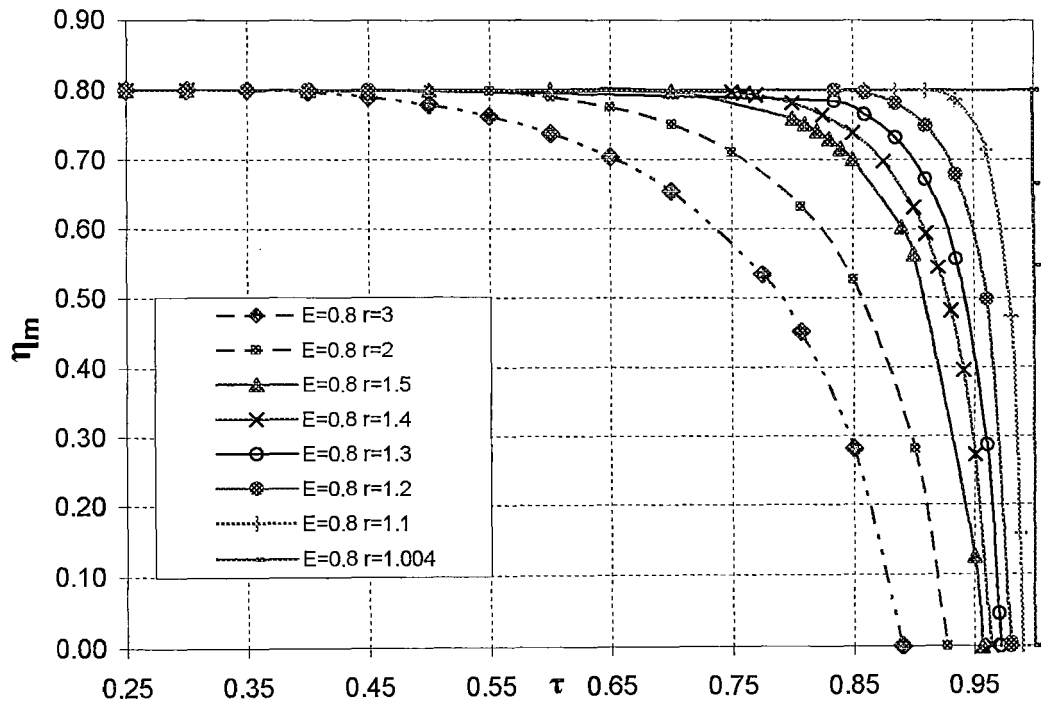


Figura 3.11. η_m en función de τ , para $E=0,8$

En la figura 3.11, se muestra el gráfico de η_{ms} versus τ para valores fijos de E , y para diferentes valores de r . La función η_{ms} es una constante en la variable τ en el intervalo $(0, 1/r)$ y luego decrece a cero para cualquier $\tau < 1$.

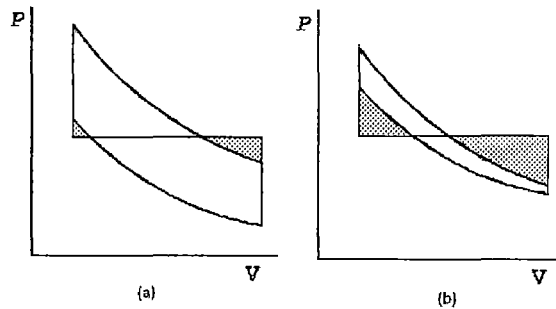


Figura 3.12. Diagramas PV a diferentes velocidades; la velocidad de (b) es mayor que en (a)

La función $S(\tau, r)$ dada anteriormente es la relación del trabajo forzado (el área sombreada oscura) y el trabajo indicado del ciclo (área dentro del ciclo) para un ciclo Stirling óptimamente amortiguado. Para un ciclo regular, con un volumen $\Delta V = V_M - V_m$ hacemos las siguientes definiciones:

$$p_{mu} = W_e / \Delta V = \text{presión superior promedio}$$

$$p_{ml} = W_c / \Delta V = \text{presión inferior promedio}$$

$$p_m = (p_{mu} + p_{ml}) / 2 = \text{presión media del ciclo}$$

Aplicando estos conceptos a un motor Stirling:

$$p_m = \frac{m R T_H (\tau + 1) \ln r}{2 V_m (r - 1)}$$

Además:

$$\frac{p_m}{p^*} = \frac{(1+r) \ln r}{2(r-1)}$$

Para $p_m > p^*$, desde $r > 1$, los cálculos resumidos en la siguiente tabla muestran que p_m es muy cercana a p^* (presión de amortiguamiento óptima) para algunas relaciones de compresión.

Tabla 3.2 Relación p_m/p^* para algunas relaciones de compresión

r	p_m/p^*
1,1	1,00076
1,2	1,00277
1,3	1,00573
1,4	1,00942
1,5	1,01366
2,0	1,03972
2,5	1,06901
3,0	1,09861

CAPITULO IV

FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING

4.1 Esquema del Ciclo de un Motor Stirling

El motor Stirling opera con un fluido de trabajo en un ciclo cerrado, obteniendo trabajo a partir de cuatro procesos cíclicos consecutivos: compresión con extracción de calor hacia el sumidero, aporte de calor, expansión con aporte de calor de la fuente térmica, y extracción de calor hacia un acumulador térmico regenerativo.

El esquema conceptual de un motor Stirling es mostrado en la figura 4.1, donde el fluido está confinado dentro de un cilindro entre dos pistones opuestos. En medio de ellos, dividiendo el espacio entre ellos, se dispone del regenerador, el cual va ser atravesado por el fluido de trabajo. De esta forma, el regenerador adecua la temperatura del fluido de trabajo, a la temperatura de la cámara en la que se encuentra. A un lado del regenerador se encuentra la cámara de compresión, a temperatura baja, y en el otro la cámara de expansión, a temperatura alta.

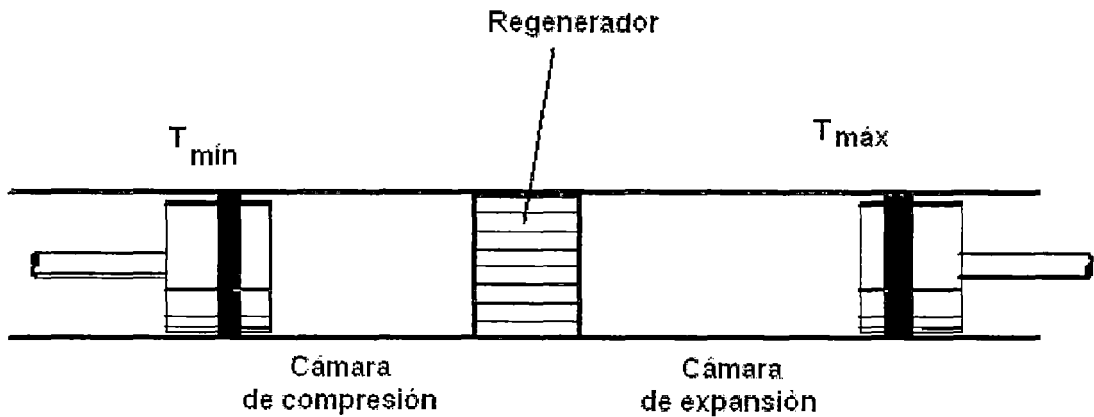


Figura 4.1. Esquema ideal de una motor Stirling isotérmico

Desarrollo del proceso (ver figura 4.2):

I El émbolo inferior (pistón) se encuentra en su posición más baja y el émbolo superior (desplazador) en su posición más alta, todo el gas se encuentra expandido entre ambos pistones, encontrándose a baja temperatura en el espacio frío, por lo que el volumen de este espacio es máximo, mientras que el espacio caliente se encuentra a volumen mínimo (nulo).

I-II En la carrera de I a II, el pistón comprime el fluido en el espacio frío, donde se produce una compresión isotérmica, y por consiguiente, debe extraerse calor. Durante este proceso se mantiene el desplazador en su posición inicial.

II El fluido continúa en el espacio frío, siendo el volumen mínimo para el fluido, el desplazador permanece en su posición más alta, por lo que el espacio caliente continúa a volumen mínimo (nulo).

II-III Se produce el paso del fluido del espacio frío al caliente de forma isométrica. El fluido atraviesa el regenerador, donde absorbe el calor almacenado; a continuación, el fluido es impulsado al calentador (donde se calienta el fluido hasta llegar a la temperatura máxima de trabajo).

III Como el pistón está en su posición anterior, por tanto no varía el volumen, es decir, sólo ha sido desplazado del espacio frío al caliente, el fluido está en el espacio caliente. Siendo el volumen del espacio frío mínimo (nulo).

III-IV Se produce una expansión isotérmica en el espacio caliente, por consiguiente debe aportarse calor.

IV El espacio caliente y el fluido se encuentran a volumen máximo, mientras que el espacio frío continúa a volumen mínimo (nulo).

IV-I Se produce el paso de fluido del espacio caliente al frío por el ascenso del desplazador de forma que el fluido sigue un proceso isométrico. El fluido atraviesa el regenerador y lo calienta, almacenando el calor en el regenerador para ser utilizado en el siguiente ciclo. El calor residual se desprenderá en el enfriador, se produce el rechazo de calor al sumidero, antes de que el fluido vuelva a pasar al espacio frío.

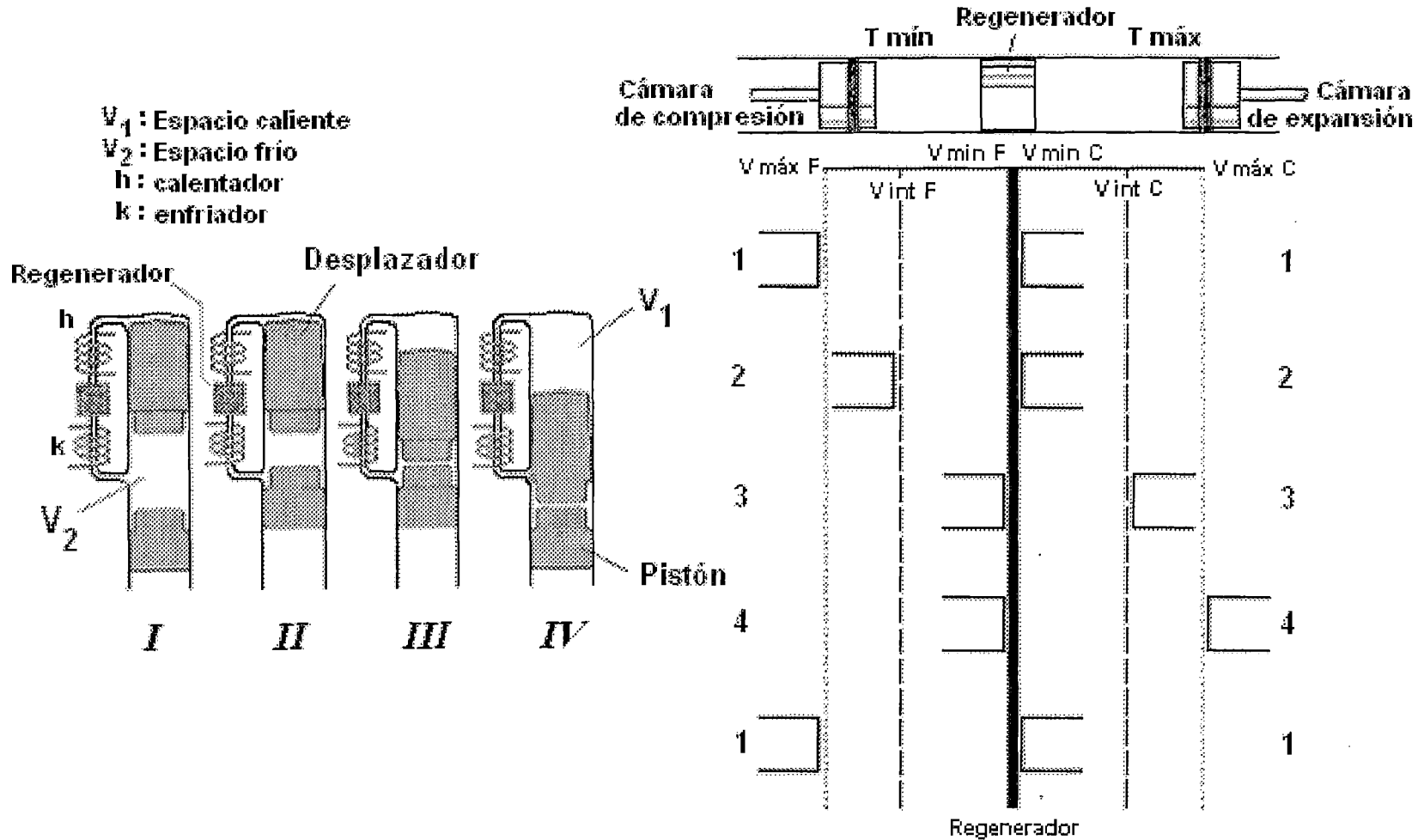


Figura 4.2. Evolución de los volúmenes de las cámaras a los diferentes puntos del ciclo. $V_{máx F}$: volumen máximo de la cámara fría. $V_{int F}$: volumen intermedio de la cámara fría. $V_{mín F}$: volumen mínimo de la cámara fría. $V_{mín C}$: volumen mínimo de la cámara caliente. $V_{int C}$: volumen intermedio de la cámara caliente. $V_{máx C}$: volumen máximo de la cámara caliente

La dificultad de realización del ciclo teórico se produce por los requerimientos de los émbolos ya que, como se observa, en algunos procesos del ciclo se requiere que un émbolo permanezca estático mientras el otro émbolo se encuentra en movimiento. Esta problemática motiva que la realización práctica de este tipo de motores obligue a renunciar a la correcta realización de alguna de las formas del ciclo para adaptarse al mecanismo.

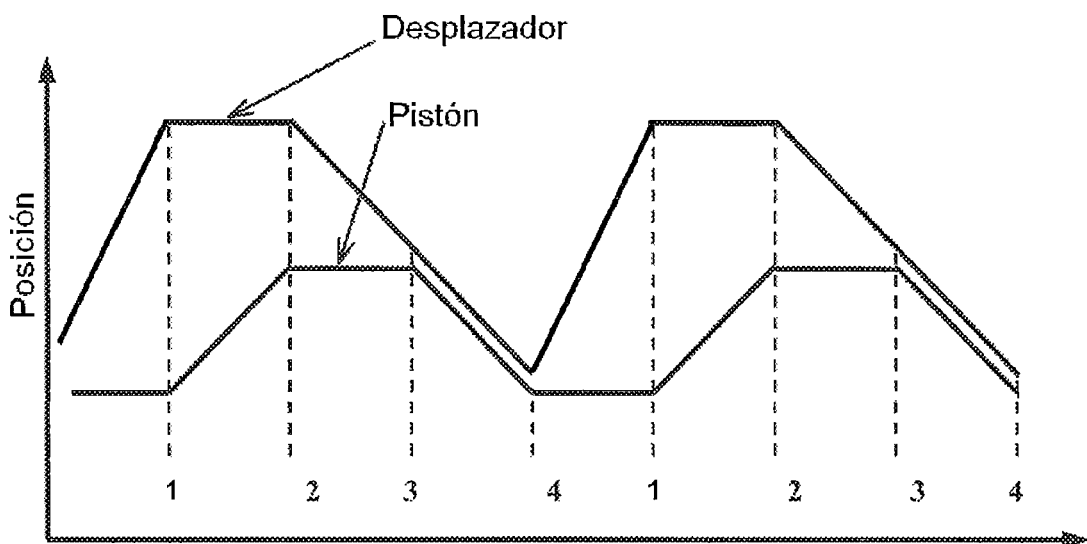


Figura 4.3. Evolución de los volúmenes de las cámaras caliente y fría durante la realización del ciclo

El proceso ideal representado en el diagrama $p-V$ y el $T-S$ sólo se conseguirían si tal como se ha descrito anteriormente los émbolos de trabajo y de desplazamiento se movieran de forma discontinua, lo cual es imposible desde el punto de vista dinámico.

Se puede conseguir un movimiento de forma continua, uniendo los émbolos de trabajo y de desplazamiento a un eje, de tal forma que efectuarían movimientos sinusoidales desfasados, que darían un diagrama de trabajo redondeado (figura 4.4), con el mismo rendimiento del proceso -parecido al rendimiento del ciclo de Carnot-,

pero con pérdidas de potencia y rendimiento efectivo. En la realidad se utiliza un conjunto biela-manivela, que aproxima los movimientos de las partes.

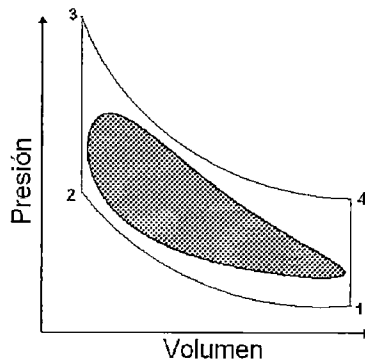


Figura 4.4. Diagrama de trabajo redondeado

Otro aspecto asociado a los motores Stirling es el problema asociado a la realización de procesos puramente isotérmicos. Este hecho se produce por la limitación de los mecanismo de transferencia de calor, asociados a la velocidad a la que se pretende realizar el ciclo, provocando que difícilmente se pueda introducir o extraer calor con suficiente rapidez, lo que conlleva, en la mayoría de realizaciones, y cuando mayor es la relación volumen/superficie de las cámaras, que los procesos tiendan a ser indeseadamente adiabáticos.

4.2 Configuraciones del Motor Stirling

Diversos componentes mecánicos han sido combinados para realizar el ciclo Stirling. Cada configuración tiene el mismo ciclo termodinámico, pero tiene diferentes características de diseño mecánico. En general, los motores Stirling disponen de dos cámaras a diferentes temperaturas, el volumen de las cuales pueden variar por medio del movimiento alternativo de los émbolos, con un conducto que atraviesa el regenerador y comunica una cámara con la otra; en los extremos de este

conducto se encuentran los intercambiadores de calor. El fluido de trabajo es desplazado por el interior de estos espacios gracias al movimiento de los dos émbolos.

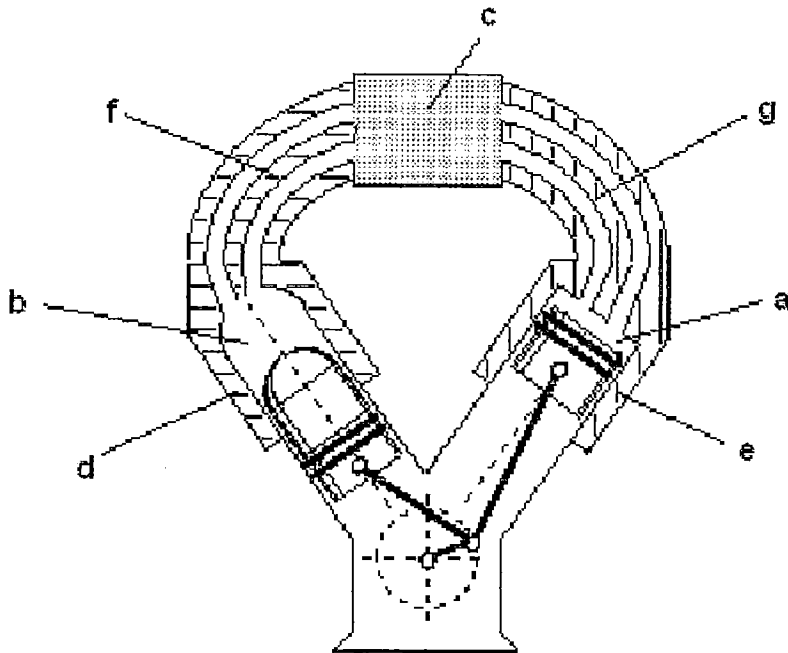


Figura 4.5. Configuración general de un motor Stirling. a- espacio de compresión, b- espacio de expansión, c-regenerador, d-calentador, e-refrigerador, f- calentador auxiliar, g-refrigerador auxiliar

El pistón o émbolo de trabajo debe resistir una diferencia elevada de presión entre sus dos caras, pero, en este caso, no ha de soportar ningún salto térmico apreciable entre el fluido de trabajo y el exterior. Las pérdidas por conducción térmica no representan ningún problema, porque son mínimas. El desplazador, en cambio, es un émbolo que trabaja con presiones muy parecidas en los dos lados, pero debe soportar un elevado gradiente térmico. Su resistencia y estanqueidad no son críticas, mientras que el aislamiento térmico si lo es, deben tener forma redondeada para evitar concentraciones de tensiones y fatiga del material, que se encuentra debilitado por su temperatura.

Tabla 4.1. Características de presión y temperatura para los émbolos

Pistón	Gran ΔP	Pequeño ΔT
Desplazador	Pequeño ΔP	Gran ΔT

4.2.1 Configuración Alfa (Tipo α)

Esta configuración consta de dos cilindros independientes, sin desplazador, con dos émbolos, uno de ellos llamado pistón caliente y el otro pistón frío. Estos pistones se mueven uniformemente en la misma dirección (cilindros paralelos), aunque en algunos modelos los cilindros están desfasados 90° , son opuestos o están dispuestos en V. Cuando el fluido de trabajo ha sido transferido en un cilindro, un pistón será mantenido fijo y el otro realizará la expansión o compresión del fluido de trabajo. El trabajo de expansión es realizado por el pistón caliente mientras que el trabajo de compresión es realizado por el pistón frío [23].

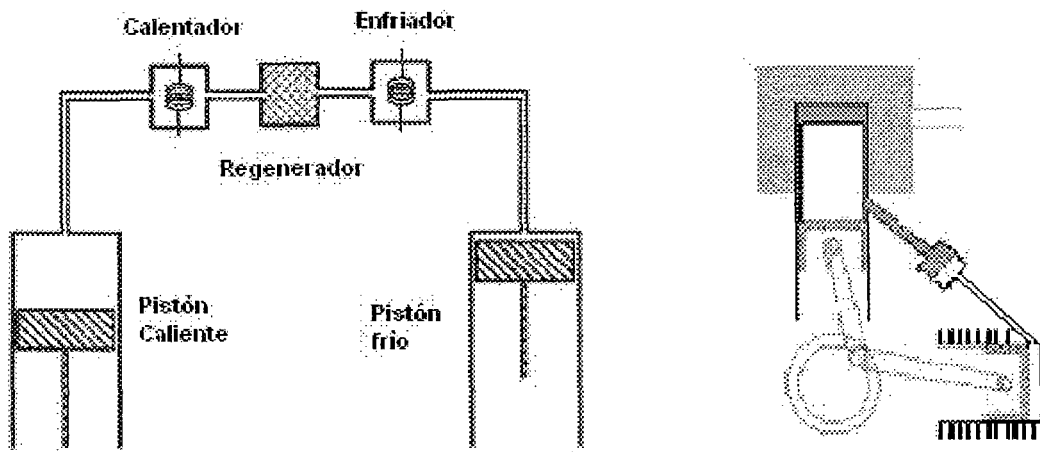


Figura 4.6. Configuración alfa

4.2.2 Configuración Beta (Tipo β)

Esta configuración consta de un cilindro con una zona caliente y otra fría. El desplazador (la presión a ambos lados de este émbolo- sin considerar las pérdidas hidráulicas- son iguales) mueve el fluido de trabajo entre la zona caliente y otra fría, sin producir trabajo. En esta configuración el cilindro de potencia no está separado del cilindro del desplazador, por lo que no requiere una conexión adicional entre dichos cilindros, mejor dicho es una simple extensión de un solo cilindro, por lo que el espacio muerto es reducido. Existe una holgura de algunas décimas de milímetro entre el desplazador y el cilindro para permitir el paso del gas, reduciendo aún más el espacio muerto. Cada pequeño espacio del cilindro principal, excepto las holguras, es utilizado por el pistón y el desplazador, algunas secciones del motor son barridas por ambos émbolos. En el interior del cilindro está el desplazador y el pistón. Esta configuración hace mas complicada la preparación del sistema mecánico; una de estas complicaciones es la necesidad de tener una conexión que pasa a través del pistón. Esta configuración tiene la potencial ventaja termodinámica de permitir que tome lugar una mayor expansión en la sección caliente a alta presión. El pistón, localizado en el espacio frío del cilindro, comprime el fluido de trabajo cuando el fluido se encuentra en el espacio frío [23]. En los motores pequeños, el desplazador actúa como regenerador.

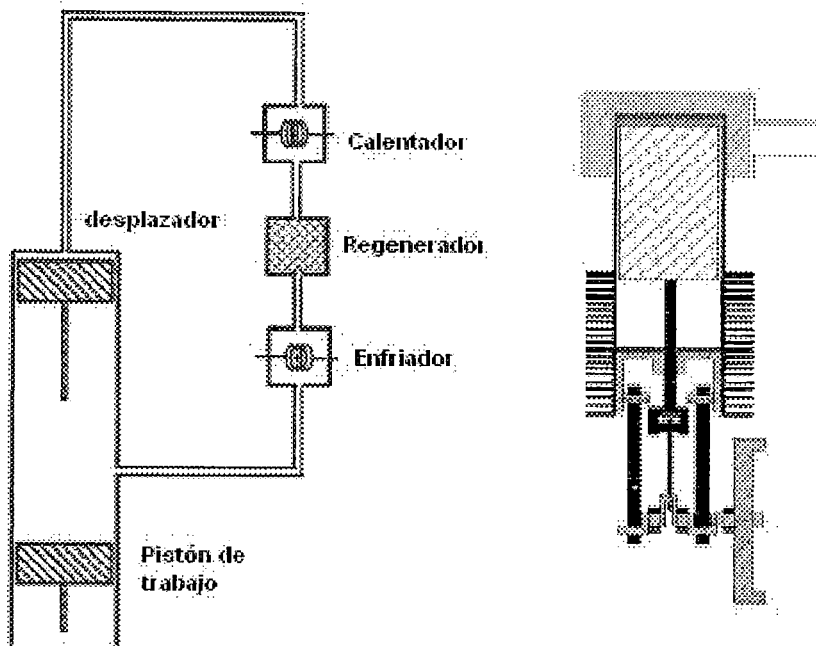


Figura 4.7. Configuración beta

4.2.3 Configuración Gamma (Tipo γ)

Consta de dos cilindros separados, en uno de los cuales se sitúa el desplazador y en el otro el pistón de potencia. En esta configuración, el pistón comprime y expande el fluido de trabajo. Ni el pistón, ni el desplazador se desplazan a través de este espacio muerto, de esta manera, ellos tienden a tener un mayor volumen muerto que los tipos alfa y beta. El espacio muerto en alguna parte dentro del motor reduce su potencia por la disminución de la variación de la presión sobre el ciclo termodinámico [19]

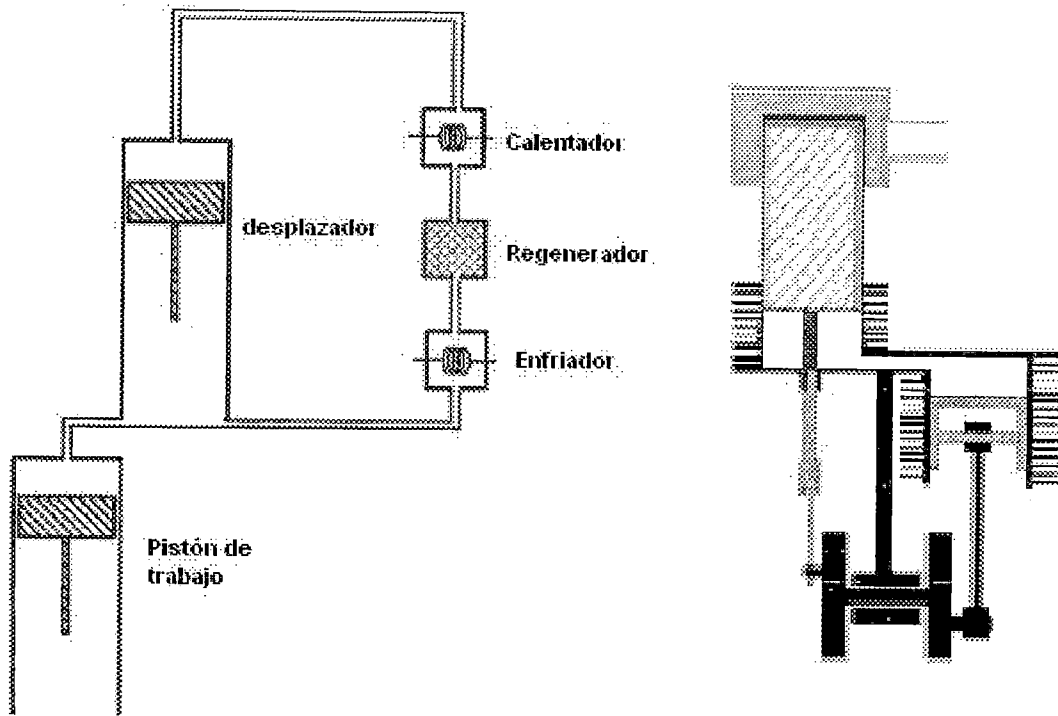


Figura 4.8. Configuración gamma

En la configuración beta, toda la expansión toma lugar en el espacio caliente. En cambio, en la configuración gamma, la expansión es dividida entre la sección caliente y la fría, de modo que la presión y trabajo son un tanto menor. Por lo que la potencia de salida de la configuración beta es mayor, pero el sistema de transmisión mecánico es un poco más complicado de construir. Estos mecanismos tienden a ser más largos y complejos, pero funcionan bien.

4.2.4 Otras Configuraciones

También existen los motores Stirling multicilíndricos, pero se considera que los motores con desplazador tienen mayores ventajas que los multicilíndricos, debido a que los segmentos y empaquetaduras son más simples, además sólo requieren de un solo segmento para los émbolos desplazadores, y tienen menor porcentaje de fugas

de gas. Por otro lado, la masa total de los motores con desplazador es menor que en los multicilíndricos, esto permite agilizar su balanceo y disminuir las vibraciones [19].

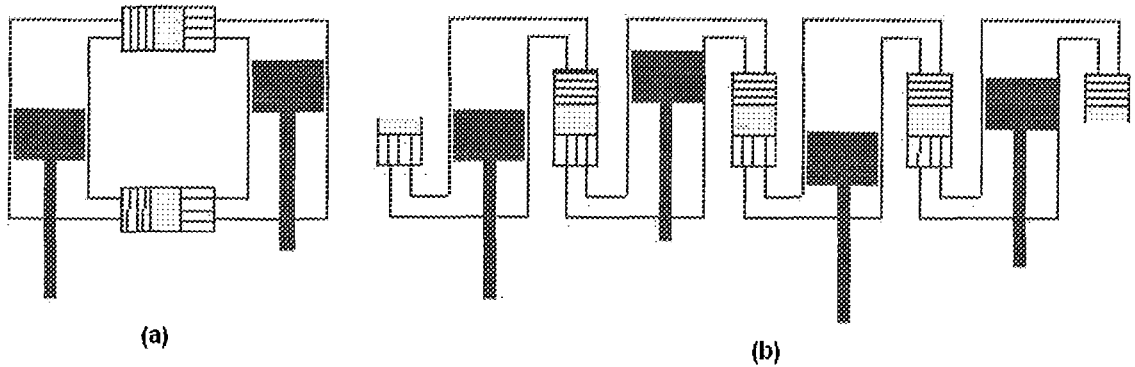


Figura 4.9. Motores multicilíndricos con pistones de doble acción. (a) Doble cilindro (Franchot), (b) Multicilíndrico (Siemens) con los cilindros dispuestos circularmente

También existen los motores Stirling de pistón líquido, donde los émbolos son superficies libres de un líquido. El gas de trabajo es impulsado y comprimido gracias al movimiento de la columna líquida a lo largo de los cilindros. Presentan muchas variantes constructivas, pero la mayoría sigue el esquema básico mostrado en la figura 4.10, formado por dos columnas en “U”, una que actúa como desplazador, y la otra como pistón. Tienen la ventaja de ser sencillos y económicos, pero presentan problemas de evaporación del líquido y de pérdidas por fricción.

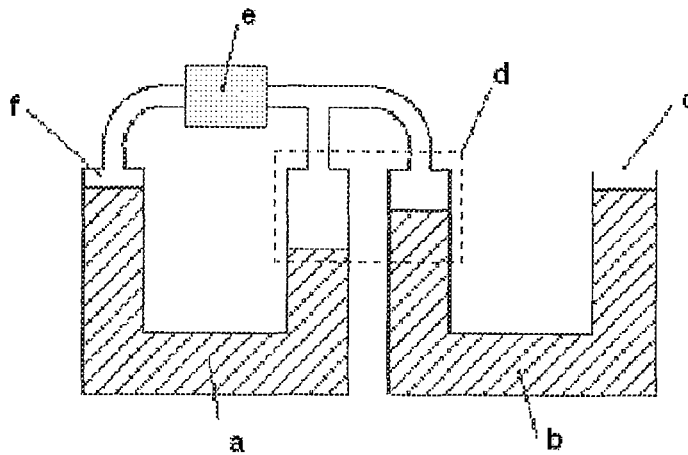


Figura4.10. Motor Stirling de simple acción con pistón y desplazador líquidos. a-desplazador líquido, b-pistón líquido, c-salida de potencia, d-espacio frío, e-regenerador, f-espacio caliente

4.3 Acoplamiento de los Émbolos

La disposición de los émbolos en una determinada configuración de motor determina el modo de extracción, por eso es determinante la tipología de acoplamiento de los émbolos. Este tipo de motores admite tanto la configuración de salida de potencia lineal como rotativa, aunque en determinadas configuraciones la primera es obligada.

4.3.1 Émbolos Acoplados Mecánicamente

El acoplamiento mecánico, a la vez que permite la transmisión de la potencia de forma directa, determina la ley de movimientos relativos entre los dos émbolos. Para hacer que esta ley sea cíclica es casi indispensable que el mecanismo culmine en algún elemento rotativo, en consecuencia, este tipo de motores son siempre de potencia rotativa. La rotación puede transmitirse al exterior mediante un eje que sobresale de la carcasa, o bien, por arrastre magnético entre los platos imantados separados por una pared. Esta última configuración permite la hermeticidad de la carcasa, la cual puede ser presurizada.

Según la disposición de los cilindros y los émbolos, los mecanismos de acoplamiento pueden ser:

- i. Para émbolos coaxiales (Figura 4.11)
- ii. Para émbolos no coaxiales (Figura 4.12)
- iii. Para émbolo único (Figura 4.13)

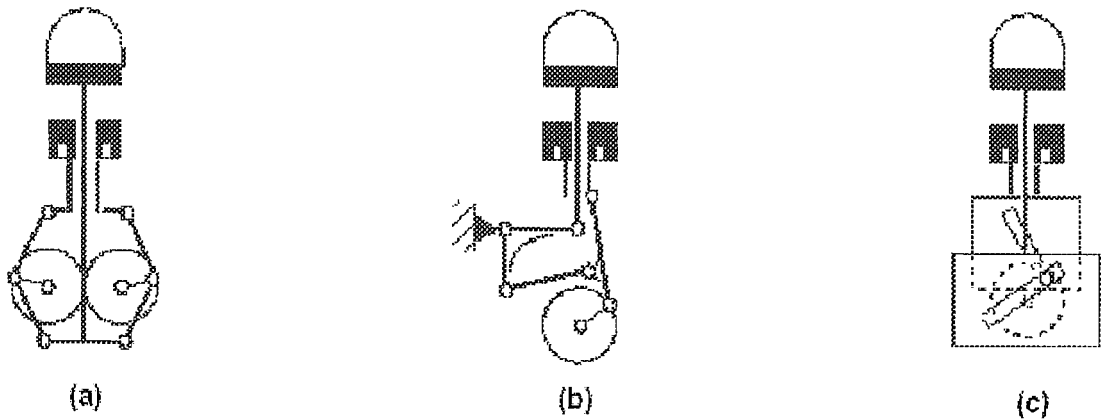


Figura 4.11. Acoplamientos mecánicos para motores Stirling de dos émbolos coaxiales. (a) Acoplamiento rómbico (Meijer), (b) De manivela y balancín (Clarke), (c) De manivela y cursor

El mecanismo de transmisión Rómbico, representado en la figura 4.11 (a) (Meijer, 1959), le es generalmente atribuido las siguientes tres virtudes [24]:

- 1) Ciclo termodinámico superior,
- 2) No hay cargas laterales,
- 3) Balance completo.

[La última característica, sin embargo, no es propiedad característica del mecanismo rómbico; muchos mecanismos pueden ser adecuadamente o totalmente externamente balanceados por la adición de una volante. Tampoco el segundo

atributo es una propiedad intrínseca de éste [25]. Sólo la primera es una auténtica propiedad del mecanismo rómbico.

Las desventajas más frecuentes mencionadas incluyen:

- Alta precisión en la manufactura y mantenimiento.
- Severos daños por falta de simetría.
- Considerable transmisión de potencia a través de engranajes sincronizados.
- Número grande de partes en movimiento.

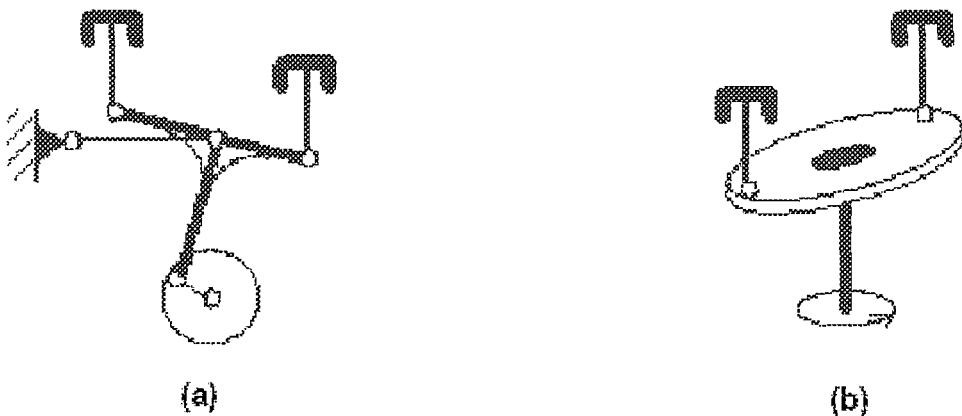


Figura 4.12. Acoplamiento mecánicos para motores Stirling de dos émbolos no coaxiales. (a) Acoplamiento de Ross, (b) De plato oscilante

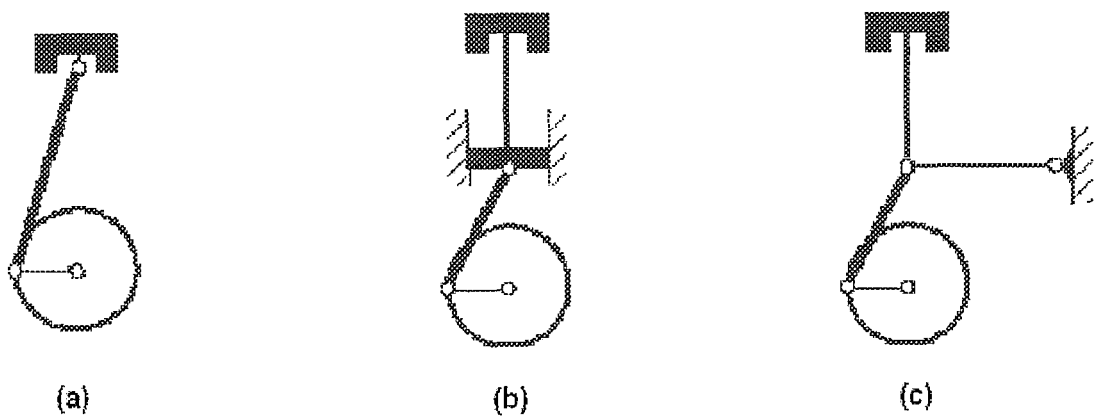


Figura 4.13. Acoplamiento mecánicos para motores Stirling de émbolos único. (a) Biela y cigüeñal, (b) Cigüeñal y biela con guiage lineal, (c) Cigüeñal y biela con guiage por balancín

4.3.2 Émbolos no Acoplados Mecánicamente

También se llaman motores Stirling resonantes o de pistón libre; son máquinas en las cuales los émbolos se mueven libremente, sólo afectados por las presiones del fluido de trabajo y por sus propias inercias, oscilan a una frecuencia de resonancia. Como no están acoplados mecánicamente, no tienen una ley de movimiento preestablecida. La salida de potencia del motor es forzosamente alternativa, ya que la conexión con un eje impondría una ley de movimiento. Es precisamente el dispositivo receptor el que actúa como freno del motor, evitando que la resonancia sea destructiva. A pesar que son de cálculo complicado, tienen características muy competitivas: pocas piezas móviles, auto-arranque, pocos problemas de lubricación, bajo coste y larga vida útil.

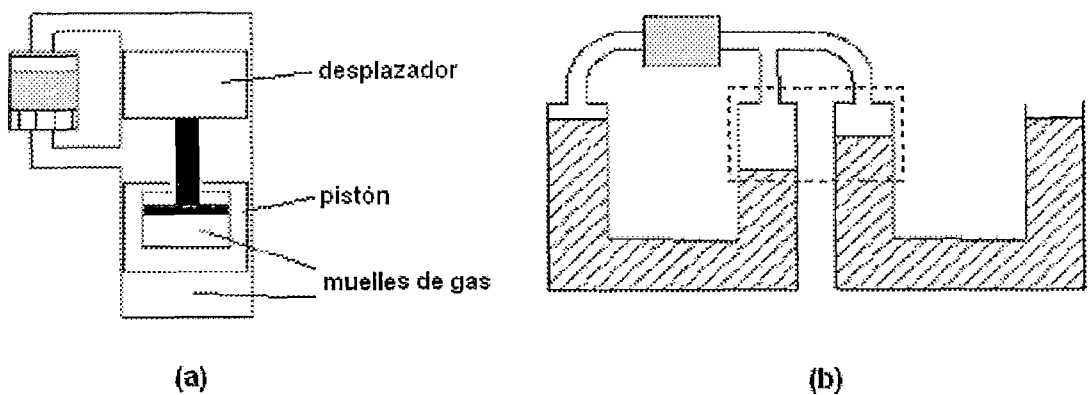


Figura 4.14. Motores Stirling de "pistón libre". (a) De pistón-desplazador, (b) De pistón líquido

4.3.3 Motores Stirling de Acoplamiento Híbrido

Se trata de motores de simple acción con pistón y desplazador, en los que el pistón es mecánicamente unido a una salida de potencia rotativa (biela y cigüeñal),

mientras que el desplazador se deja libre, resonando. Pueden ser de doble cilindro (tipo Ringbom) o de cilindro único.

4.4 Regeneración

La clave del funcionamiento exitoso del motor Stirling está en el regenerador. En la época en que Stirling lo puso a prueba, el regenerador no tenía suficiente resistencia mecánica a los cambios cíclicos de temperaturas extremas, y se deterioraba rápidamente.

En un motor Stirling el regenerador tiene como misión ocasionar el salto térmico del fluido de trabajo alternativamente entre $T_{máx}$ y $T_{mín}$, sin aporte externo de calor. El calor liberado por el fluido al pasar desde la cámara de expansión hacia la de compresión más fría es almacenado en el regenerador, para ser devuelto al fluido al pasar en sentido contrario. Este reciclaje energético es fundamental para el buen rendimiento y viabilidad del motor Stirling. Además, el regenerador situado siempre entre el calentador y el refrigerador, tiene que ser capaz de permitir el paso correctamente del fluido de trabajo entre estos dos elementos. Con modernos materiales cerámicos de alta resistencia y de baja inercia térmica, el motor Stirling desarrolla rendimientos muy superiores a los que pueden obtener en el ciclo Otto y Diesel [13].

4.4.1 Análisis de la Regeneración

Tal como se ha dicho anteriormente, el regenerador ideal tiene que enfriar y calentar el fluido hasta las temperaturas T_L y T_H . En este análisis se asume un

comportamiento homogéneo para un determinado volumen de sólido, y se puede aplicar en el caso de que el número de *Biot* sea menor que 0,1, de esta forma se puede suponer una distribución de temperaturas uniforme a través de un sólido. El número de *Biot* se define como:

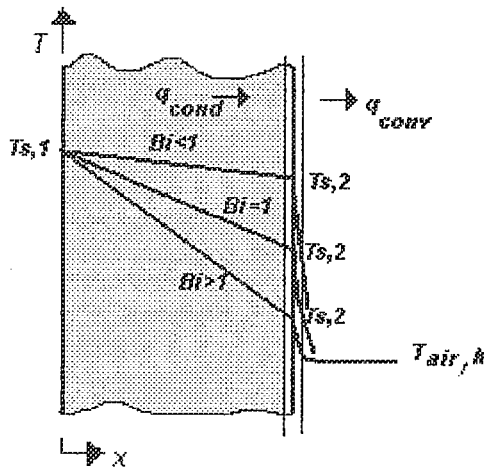


Figura 4.15. Efecto del número de Biot en la distribución de temperaturas de estado estable en una pared plana con convección en la superficie

$$Bi = \frac{h_c L}{k_s}$$

Donde:

h_c : coeficiente de transferencia de calor por convección. Puede suponerse varias condiciones dependiendo del tipo de flujo (laminar-turbulento).

k_s : conductividad térmica del material del regenerador.

L : longitud del regenerador

Para el análisis se considera un fluido con flujo laminar y un material que tiene elevada conductividad térmica, por lo que se puede asumir sin inconvenientes que la distribución de temperaturas es uniforme o con un mayor gradiente a través del

sólido ($Bi \leq 0.1$). En otros casos en que la longitud del regenerador es mayor, se debe considerar gradientes de temperatura dentro del regenerador. Por tanto, se analiza un conjunto regenerador suficientemente reducido y conductor (respecto a la convección) como para considerarlo como un volumen de comportamiento homogéneo (regenerador único).

4.4.2 Regenerador Único

La transferencia de calor entre el regenerador y el fluido se mantendrá hasta que las temperatura de los dos se igualen. Esta temperatura de equilibrio dependerá de la relación de masas y de la capacidad calorífica entre el fluido y el regenerador. Además, la temperatura inicial del regenerador será la temperatura final del proceso anterior, cuando el fluido circule en sentido inverso. Para el cálculo de la regeneración se plantea un cálculo numérico, según una serie de etapas.

4.4.3 Etapas y Expresiones para el Cálculo de la Regeneración

Se selecciona cuatro estados y dos procesos de transferencias de calor (definidas en el regenerador). Las variables usadas son:

T_f : Temperatura del fluido

T_R : Temperatura del regenerador

T_H : Temperatura de la fuente caliente

T_C : Temperatura de la fuente fría

T_{Ri} : Temperatura que se recalcula para cada ciclo

m_f : masa del fluido

Cv_f : Capacidad calorífica a volumen constante del fluido

m_R : Masa del regenerador

C_R : Capacidad calorífica del regenerador

h_R : Coeficiente de convección del regenerador

A_R : Área de transferencia de calor del regenerador

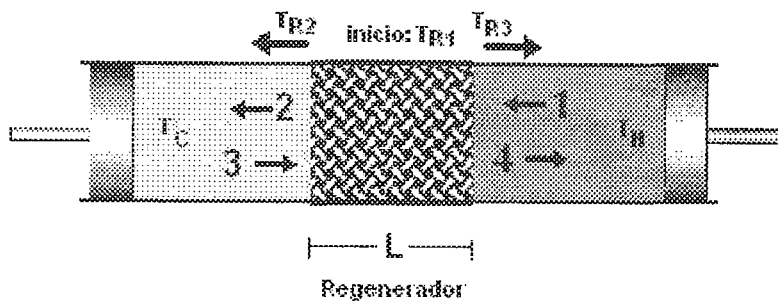


Figura 4.16. Análisis de la regeneración

Los estados son:

Estado 1: el fluido sale de la fuente caliente y entra al regenerador

$$T_f = T_H$$

$$T_R = T_{R1}$$

Estado 2: el fluido sale del regenerador a igual temperatura que el regenerador para entrar en la fuente fría.

$$T_f = T_{R2}$$

$$T_R = T_{R2}$$

Transferencia 1-2: el fluido y el regenerador hacen un intercambio de energía para llegar al estado de equilibrio (T_{R2})

$$Q_{f1-2} = m_f C_{v_f} (T_H - T_{R2})$$

$$Q_{R1-2} = m_R C_R (T_{R2} - T_{R1})$$

$$Q_{f1-2} = Q_{R1-2} \quad ; \quad T_{R2} = \frac{\frac{m_R \cdot C_R}{m_f \cdot C_{V_f}} T_{R1} + T_H}{\frac{m_R \cdot C_R}{m_f \cdot C_{V_f}} + 1}$$

Estado 3: el fluido sale de la fuente fría y entra en el regenerador.

$$T_f = T_C$$

$$T_R = T_{R2}$$

Estado 4: el fluido sale del regenerador a igual temperatura que el regenerador para entrar en la fuente caliente.

$$T_f = T_{R3}$$

$$T_R = T_{R3}$$

Transferencia 3-4: el fluido y el regenerador hacen un intercambio de energía para llegar al estado de equilibrio (T_{R3})

$$Q_{f3-4} = m_f C_{V_f} (T_{R3} - T_C)$$

$$Q_{R3-4} = m_R C_R (T_{R2} - T_{R3})$$

$$Q_{f3-4} = Q_{R3-4} \quad , \quad T_{R3} = \frac{\frac{m_R \cdot C_R}{m_f \cdot C_{V_f}} T_{R2} + T_C}{\frac{m_R \cdot C_R}{m_f \cdot C_{V_f}} + 1}$$

En las transferencias de calor se supone un intercambio de calor perfecto al considerar que el regenerador es capaz de transmitir por convección más calor que el que puede absorber el fluido. Este aspecto, por tanto, es importante para el diseño de un regenerador.

$$Q_f = m_f C_{V_f} (\Delta T)_f$$

$$Q_{R\text{ conv}} = h_R A_R (\Delta T)_R$$

$$Q_{R\text{convección}} > Q_f$$

De las expresiones anteriores se desprende que la temperatura a la que queda el regenerador después de cada transferencia con el fluido, teniendo las temperaturas de las fuentes fijas, depende de la relación $(m_R \cdot C_R)/(m_f \cdot Cv_f)$. Para conseguir la máxima transferencia de calor es preciso que la temperatura del regenerador sea tan estable como sea posible y, por tanto, que la relación $(m_R \cdot C_R)/(m_f \cdot Cv_f)$ sea grande. La máxima temperatura que se puede conseguir después de cada intercambio es la intermedia entre las dos fuentes, siempre que los procesos en un sentido y en el otro sean simétricos.

En el caso ideal se tendría una regeneración del 50%, definiendo la regeneración según la siguiente expresión:

$$\text{Regeneración} = \frac{T_H - T_E}{T_H - T_C} \times 100$$

Donde:

T_E : temperatura de estabilización cuando el fluido circula de la fuente caliente a la fuente fría.

Idealmente se tendría que tener a un regenerador con una relación de capacidad calorífica infinita respecto a la del fluido. Pero se comprueba que para relaciones bajas, la regeneración ya es bastante elevada sin necesidad de recalentar el regenerador, porque éste llega en pocos ciclos a las temperaturas de equilibrio.

4.4.4 Cálculo Numérico de la Regeneración

Tabla 4.2. Cálculo numérico de Regeneración

T_H	T_C	$(m_R \cdot C_R)/(m_f \cdot C_{V_f})$	# Iteración	T_{R1} inicial	T_{R2} final	T_{R3} final	$Q_{1-2}=Q_{3-4}$	$\varepsilon=Q_{1-2}-Q_{3-4}$
700	300	1	13	300	566,66	433,33	133,33	<10E-5
700	300	2	22	300	540,00	460,00	160,00	<10E-5
700	300	3	31	300	528,57	471,42	171,43	<10E-5
700	300	4	40	300	522,22	477,77	177,78	<10E-5
700	300	7	66	300	513,33	486,66	186,67	<10E-5
700	300	9	84	300	510,52	489,47	189,47	<10E-5
700	300	12	110	300	508,00	492,00	192,00	<10E-5

Con las consideraciones explicadas anteriormente, se uso el cálculo numérico para obtener resultados. Asumiendo temperaturas de las fuentes particulares, y para diferentes relaciones de $(m_R \cdot C_R)/(m_f \cdot C_{V_f})$ (igual a 1, 2, 4, 7, 9 y 12). Con ello se observa que cuanto más baja es la relación $(m_R \cdot C_R / m_f \cdot C_{V_f})$, más rápida es la convergencia hacia los valores de temperatura definitivos. Pero, al mismo tiempo, más grande es el intervalo entre $T_{máx}$ y $T_{mín}$ para la misma relación, cuando el fluido circula en un sentido o en el otro, y por esto tiene una menor regeneración, ya que Q_{1-2} es menor.

De este cálculo se desprende que es preciso un regenerador con alta capacidad para almacenar energía para que su temperatura sea estable, y poco conductor internamente en el sentido del flujo. Esta capacidad viene dada por el producto de su masa y de su capacidad calorífica. Por tanto, el regenerador necesita una masa elevada y una capacidad calorífica también elevada para conseguir la máxima regeneración.

Tabla 4.3. Valores de k (W / m x K) para diferentes materiales a diferentes temperaturas [26]

Material	k (W / m x K)				
	300 K	400 K	600 K	800 K	1000 K
Acero AISI 1010	63,9	58,7	48,8	39,2	31,3
Acero Inoxidable AISI 304	14,9	16,6	19,8	22,6	25,4
Al puro	237	240	231	218	-
Cobre puro	401	393	379	366	352

Tabla 4.4. Valores de C_p (J / kg x K) para diferentes materiales a diferentes temperaturas [26]

Material	C_p (J / kg x K)				
	300 K	400 K	600 K	800 K	1000 K
Acero AISI 1010	434	487	559	685	1168
Acero Inoxidable AISI 304	477	515	557	582	611
Al puro	903	449	1033	1146	-
Cobre puro	385	397	417	433	451

Por eso es importante el producto $\rho \cdot C_p$ (J/m³·K), denominado capacidad térmica volumétrica, este producto mide la capacidad de un material para almacenar energía térmica. Las sustancias de densidad grande se caracterizan por pequeños calores específicos, muchos sólidos y líquidos, que son excelentes medios de almacenamiento de energía, tienen capacidades térmicas altas ($\rho \cdot C_p > 1 \text{MJ/ m}^3 \cdot \text{K}$). En el caso de los gases, debido a sus pequeñas densidades, son muy poco adecuados para el almacenamiento de energía térmica ($\rho \cdot C_p \approx 1 \text{kJ/ m}^3 \cdot \text{K}$).

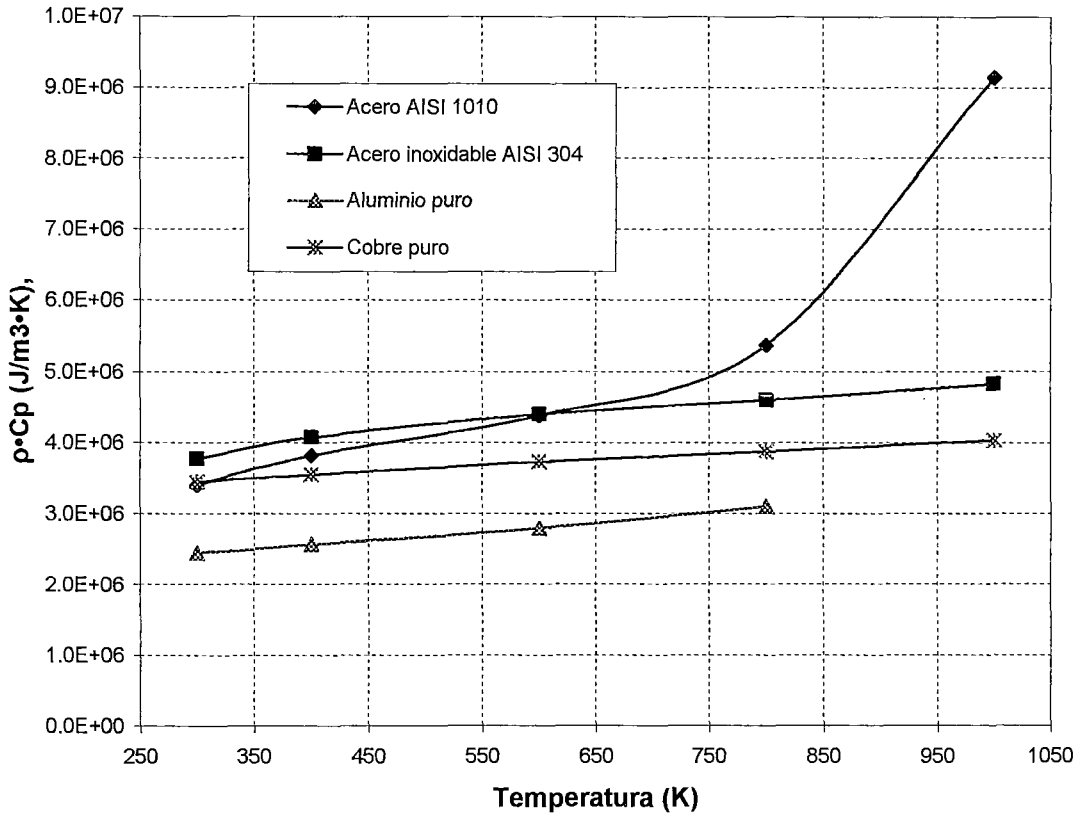


Figura 4.17. Valores de $\rho \cdot C_p$ ($J/m^3 \cdot K$) para diferentes materiales a diferentes temperaturas

El regenerador estudiado con este modelo presenta una regeneración máxima del 50%, hecho que nos conduce a buscar más soluciones para intentar aumentar la regeneración.

Una posible solución para intentar superar el 50 % de regeneración sería colocar varios regeneradores separados entre sí. Esto implica reducir la conductividad térmica del regenerador global en el sentido del flujo del fluido.

Otro parámetro importante es la difusividad térmica α , propiedad que depende sólo del material. Que mide la capacidad de un material para conducir energía térmica en relación con su capacidad para almacenar energía térmica. En el caso de un α grande, el material responde más rápido a cambios en su medio térmico. Para α pequeños, el material responde más lentamente y tarda más en alcanzar una nueva condición de equilibrio. Esta propiedad termofísica varía con la temperatura.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p}$$

Como se indicó anteriormente necesitamos un material poco conductor y con un C_p alto. Por lo tanto, este parámetro es importante para la selección del material para el regenerador.

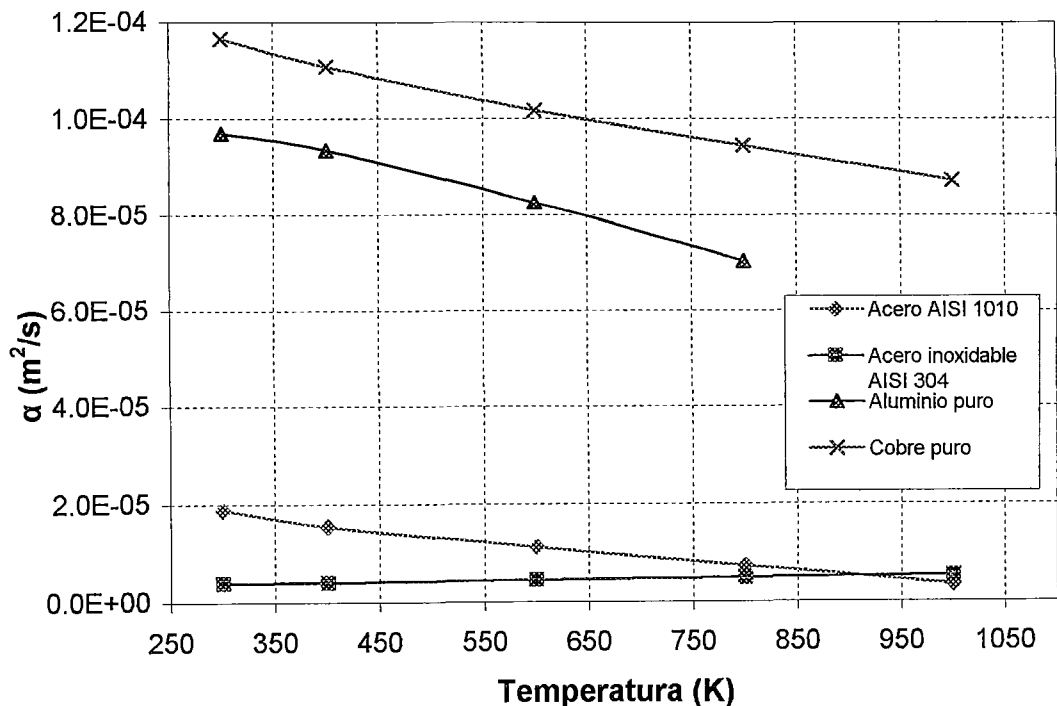


Figura 4.18. Valores de α (m^2/s) para diferentes materiales a diferentes temperaturas

Otras características importantes que debe cumplir un regenerador para un buen funcionamiento del motor son las siguientes:

-El tiempo de regeneración tiene que ser pequeño, debido a los altos regímenes de los motores. Se tiene que prestar atención que los procesos estudiados son para periodos muy superiores a los fijados por la necesidad de un motor real.

-El regenerador tiene que reducir el volumen muerto de su interior a lo mínimo posible. Y el fluido tiene que pasar por el interior sin resistencia alguna.

4.5 Fluidos de Trabajo

Los motores Stirling realizados durante el siglo XIX funcionaban con aire, a presión atmosférica, como fluido de trabajo, de donde se les denomina con el nombre de motores de aire o máquinas de aire caliente.

La casa Philips, en el siglo XX, comienza a utilizar aire presurizado para obtener más potencia, y en 1954 incorpora nuevos gases como el hidrógeno y helio para los motores, después de comprobar su éxito en los refrigeradores. Desde entonces, el hidrógeno y el helio se han consolidado como los fluidos de trabajo más utilizados en motores Stirling. El aire, argón y otros fluidos se encuentran en pequeños motores demostrativos o experimentales. La siguiente tabla 4.5 enumera de forma exhaustiva los tipos de fluidos que pueden ser utilizados en los motores Stirling. Algunos de ellos ya se han experimentado, pero otros sólo son teóricos.

Tabla 4.5. Tipos de fluidos para los motores Stirling [13]

Mono- componente	Mono-fase	Gas	H, He, Ar, CO ₂ , H ₂ O _(v) ,...
	Multi-fase	Líquido Fluido condensante	H ₂ O, Hg, aceites, alcoholes, CO _{2(l)} , gasolina, ... H ₂ O _(l) + H ₂ O _(v) ,...
Multi- componente	Mono-fase	Mezcla de gases	Aire,...
		Líquido multi-componente	H ₂ O + solutos, mezclas,...
		[gas portador] + gas disociante	No han sido estudiados
	Multi-fase	Gas portador + fluido condensante	Aire + H ₂ O _(l) + H ₂ O _(v)
		Gas portador + fluido condensante- disociante	[Helio] + N ₂ O _{4(l)} N ₂ O _{4(v)}] NO] NO]O ₂

4.5.1 Fluidos Gaseosos

Los fluidos de trabajo, en fase gaseosa, formados por uno o más componentes químicamente no reactivos, son sin ninguna duda los más estudiados y empleados en los motores Stirling. El hidrógeno, el helio y el aire son los que ofrecen más ventajas, por lo tanto los de máxima utilización. Una de las razones por la que el hidrogeno y el helio son usados frecuentemente como gases en máquinas que siguen el ciclo Stirling se deduce de los valores de la constante específica de los gases en la tabla 4.6, otra razón son las pequeñas pérdidas de flujo que ocurren con las pequeñas moléculas de estos gases . Es interesante notar que el trabajo específico de la salida puede ser ampliamente mejorado en una máquina con ciclo Stirling simplemente seleccionado un gas de trabajo con una constante específica R mayor.

Tabla 4.6. Constante específica de gas para una variedad de gases a 300 K [27]

GAS	Constante específica del gas, R (J/kg K)	%
Aire	319,3	7,74%
Amoniaco	488,2	11,84%
Dióxido de carbono	188,9	4,58%
Helio	2077,0	50,36%
Hidrógeno	4124,2	100,00%
Nitrógeno	296,8	7,20%
Propano	188,6	4,57%
Vapor de agua	461,5	11,19%

Meijer presentó el año 1970 un estudio numérico basado en el programa de simulación de la casa Philips. Comparó Hidrógeno, Helio y aire en unas condiciones prefijadas: $T_{m\acute{a}x}=700\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{m\acute{i}n}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$, y $P_{m\acute{a}x}=110\text{ kg/cm}^2$ (107,8 bar) y obtuvo el gráfico de la figura 4.5. Con el rendimiento global del motor en las ordenadas y la potencia específica (kW/litros de volumen barrido) en las abcisas, a cada gas le corresponde un curva formada por los puntos obtenidos a diferente temperaturas

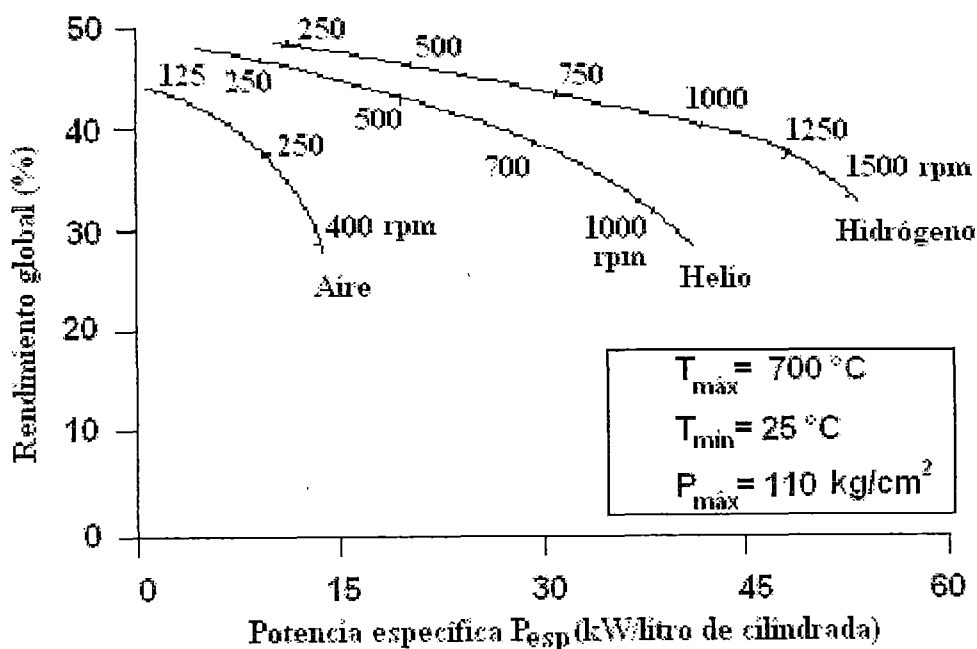


Figura 4.19. Comparación teórica de Meijer(1970) entre hidrógeno, helio y aire [13]

Como se puede observar en la figura 4.19, al aumentar la velocidad, el rendimiento disminuye de forma casi lineal hasta una rpm límite en la que el valor del rendimiento cae súbitamente. El aire llega a este límite antes que el helio, y éste antes que el hidrógeno. Para iguales velocidades se observa $\eta_{\text{aire}} < \eta_{\text{helio}} < \eta_{\text{hidrógeno}}$. La diferencia aumenta al aumentar la velocidad. Al aumentar la velocidad, la potencia específica (P_{esp}) aumenta casi linealmente hasta un límite, que depende de cada gas y que no se puede superar, a pesar de que se aumente la velocidad. El aire tiene un límite de potencia específica menor al helio y al hidrógeno. Para iguales velocidades se observa $P_{\text{esp}}(\text{aire}) < P_{\text{esp}}(\text{helio}) < P_{\text{esp}}(\text{hidrógeno})$, es decir, el hidrógeno es el gas que menos volumen necesita para ofrecer la misma potencia (motor más compacto y ligero). En este sentido el hidrógeno es mejor que el helio (y también más barato), sin embargo, en presencia de aire y altas temperaturas tiende a autoinflamarse. Se puede inferir también que un aumento de potencia específica supone una disminución de rendimiento para cualquier de los gases.

4.5.2 Fluidos Líquidos

En 1931, John Malone demostró con dos prototipos que era posible utilizar líquidos como fluidos de trabajo de un motor Stirling. Obtuvo un rendimiento del 27% girando a 250 rpm, en un motor con los pistones llenos de agua. La presión oscilaba entre los 20,7 y 82 MPa, siempre por encima del punto crítico, y la temperatura máxima se encontraba alrededor de la crítica, de esta manera que el líquido se comportaba como un gas de alta densidad.

Las ventajas de los fluidos de trabajo líquidos son: Mejor transferencia de calor, debido a la elevada conductividad térmica de los líquidos y por su gran capacidad calorífica. Sirve de lubricante en el movimiento de los émbolos. La estanqueidad de los líquidos es más controlable. Se autopresuriza, ya que en frío puede llenarse a presión atmosférica, pero cuando se calienta aumenta rápidamente la presión.

Las desventajas de los líquidos para su aplicación en los motores Stirling: elevadas presiones requieren paredes gruesas, que hacen del motor más pesado. Para evitar las pérdidas térmicas a lo largo de estas paredes, es necesario hacer los cilindros y los pistones muy largos y de poco diámetro. La densidad y la inercia de los líquidos no permiten funcionar a velocidades elevadas.

Se han realizado pruebas con otros líquidos: mercurio, aceite, gasolina, alcoholes, anhídrido carbónico líquido, dióxido de azufre, etc, pero siempre el agua ha dado mejores resultados [13].

También se ha investigado con fluidos de trabajo con cambio de fase, de tal forma que al pasar el fluido tal que al pasar de la cámara de expansión a la de compresión se condense, y en el sentido inverso se evapore. También se han hecho estudios con fluidos de trabajo químicamente reactivos [13].

En este trabajo, de los diferentes fluidos de trabajo que se pueden utilizar, usamos el aire por que a bajas velocidades y potencias pequeñas no existe mucha diferencia

respecto del helio y el hidrógeno. Resultando ser su diseño más sencillo, también más barato y confiable.

4.6 Elementos de Estanqueidad y Lubricación

Los émbolos de un motor Stirling deben proporcionar una buena estanqueidad, ya que de lo contrario el rendimiento es muy reducido. El problema se agudiza cuando el fluido de trabajo utilizado no es aire sino helio, hidrógeno u otros, en los que cabe evitar fugas porque su reposición es cara. Si a esto se suma el hecho de que el trabajo proporcionado por un ciclo es proporcional a la presión media del ciclo, y que, por lo tanto, se tenderá a trabajar con presiones tan altas como se pueda, el problema de la estanqueidad pasa a ser de gran importancia. Las soluciones para evitar las fugas, se pueden agrupar de la siguiente manera:

- a) **Cárter presurizado:** la mejor manera de evitar fugas de fluido hacia el exterior consiste en cerrar herméticamente el cárter que aloja el sistema de extracción de potencia (cigüeñal u otros), y presurizarlo a una presión igual a la media del ciclo. De esta manera los pistones sólo aguantan un ΔP entre la media y la máxima del ciclo. Los obturadores anillos, por lo tanto, pueden ser más sencillos.
- b) **Cárter no presurizado:** la presurización del cárter supone un esfuerzo de las paredes de este y un aumento general de peso del motor, cosa que a menudo se procura evitar. La no presurización obliga a los pistones a incorporar anillos muy eficientes. Sistemas como diafragmas rotativos, anillos de teflón, y ajustes por tolerancia laberínticos, consiguen una buena obturación sin demasiada fricción.

La lubricación de los elementos móviles del motor es la condición para que éste tenga una vida útil prolongada. En prototipos, la lubricación seca con teflón o el uso de obturadores impregnados de aceite son suficientes, pero en dispositivos comerciales, la lubricación con aceite es obligada. Sólo los motores de pistón libre pueden fabricarse sin lubricación, ya que aprovechan el mismo gas de trabajo como elemento lubricante.

4.7 Características de los Elementos Mecánicos

Una de las grandes ventajas de los motores Stirling, respecto a los motores de combustión interna, es la suavidad de su funcionamiento y las bajas relaciones de compresión (alrededor de 2) que deben alcanzarse. Por lo tanto, sus componentes mecánicos están relativamente poco solicitados: cigüeñal, bielas, cojinetes, rodamientos, pistones, cárter, cilindros, etc., tienen un peso y dimensiones mucho menores a la de otros motores, así como una vida útil más prolongada. El único enemigo de la mecánica de los motores Stirling es la alta temperatura que alcanzan algunas de sus piezas, como las que envuelven la cámara de expansión. La elección del material y el diseño de estos elementos deben ser muy cuidadosos, teniendo en cuenta su fatiga, tanto mecánica como térmica.

4.8 Flujo Energético y Másico

4.8.1 Flujo Energético

Mientras en un motor alternativo de combustión interna el flujo energético tiende a repartirse de modo que un tercio de la energía de la combustión pasa a ser trabajo útil, otro tercio se pierde en el escape y el último tercio se evacua por el sistema de

refrigeración, en un motor Stirling de combustión externa la distribución es diferente. También, una tercera parte (aprox. 32%) de la energía entregada, se convierte en trabajo, pero el escape sólo se lleva el 14% y la refrigeración, en cambio, el 46%. Se supone un 8% de pérdidas.

En consecuencia, para iguales potencias, los motores Stirling necesitan un sistema de refrigeración de más capacidad que los de combustión interna. Este inconveniente puede ser compensado dotando al motor con un precalentador, donde los gases salen a más baja temperatura.

4.8.2 Flujo Másico

El fluido de trabajo es movido por el interior del motor gracias a los émbolos. Las necesidades prácticas exigen altas velocidades y movimientos aproximadamente sinusoidales. Las consecuencias que esto representa en el flujo másico son las siguientes:

- i. La mayoría de las partículas del fluido de trabajo no realizan el recorrido completo del ciclo. De hecho, cuando las velocidades son muy elevadas, ninguna partícula completa el ciclo.
- ii. Existe flujo másico neto a través del conjunto calentador-regenerador-refrigerador en poco más de la mitad del tiempo del ciclo. El resto del tiempo el flujo está entrando o saliendo por los dos extremos a la vez.
- iii. Debido a la inercia y la fricción del fluido, el flujo másico neto a través del regenerador es mucho menor que el flujo que entra o sale de la cámaras de expansión y compresión.

- iv. El flujo por el interior de los intercambiadores de calor es altamente variable, tanto en presión, densidad y temperatura como en velocidad. Este hecho complica el diseño de estos elementos.

4.9 Elementos Térmicos

Los principales elementos térmicos en un motor Stirling son los intercambiadores de calor (de acuerdo al diseño del motor). Son partes del motor que, a pesar de tener que cumplir funciones mecánicas como soportar la presión y conducir el fluido, tienen una función primordialmente térmica, que es transmitir calor de un medio a otro.

El diseño de los intercambiadores de calor debe cumplir tres puntos básicos:

- a) Ofrecer el mínimo volumen muerto posible. Si este volumen crece, el ciclo termodinámico se desplaza hacia la derecha en el diagrama $P-V$ y su área disminuye proporcionando menos potencia.
- b) Aprovechar al máximo el espacio muerto usado, haciendo que el intercambio de calor por unidad de volumen tan grande como sea posible.
- c) Evitar fricciones excesivas durante el paso del fluido de trabajo.

La búsqueda de un alto rendimiento energético exige que las temperaturas máximas y mínimas entre las que trabaja el motor sean tan distantes como se pueda. Como, generalmente, la T_{min} es la temperatura ambiente, se busca que $T_{máx}$ sea tan alta como sea posible. Pero $T_{máx}$ tiene un límite, el dado por la resistencia de los materiales-generalmente metales- que son buenos conductores térmicos.

4.9.1 Calentadores

El calentador de un motor Stirling tiene por misión transmitir calor desde un medio exterior caliente hacia el fluido de trabajo, a la vez debe conducir este fluido en su recorrido por el interior del dispositivo. Siempre se sitúa a la salida de la cámara de expansión, a pesar de que, a menudo, la misma cámara forma parte del calentador. Los procesos de transferencia de calor que intervienen en el calentador son tres, y cada uno condiciona a su manera el diseño de este elemento:

i Convección y radiación del medio exterior a la pared: en motores calentados por combustión, los humos calientes suelen ser lentos y poco densos, cosa que dificulta la transferencia de calor. Hace falta un elevado ΔT entre el metal y los humos, y una gran superficie de contacto. Este es el proceso crítico en el diseño de los calentadores.

ii Conducción por el interior de la pared: para una buena conducción el calentador suele ser metálico, concretamente de algún acero resistente a la temperatura (con elevado contenido en níquel). A veces, se utilizan también injertos cerámicos en puntos especialmente calientes. El grosor de las paredes debe cumplir un equilibrio entre la buena conducción térmica y la resistencia a la fatiga en caliente (al ser la presión interna oscilante).

iii Convección de la pared hacia el fluido de trabajo: este fluido es denso, comprimido y se mueve a gran velocidad; esto facilita la transferencia de calor.

Por lo tanto un pequeño ΔT será suficiente. Este proceso de transferencia no suele ser problemático.

Según la localización del calentador, se distinguen tres casos:

- i. El calentador es exclusivamente el mismo cilindro de expansión.
- ii. El calentador comprende el cilindro de expansión y un calentador auxiliar.
- iii. El calentador es exclusivamente un calentador auxiliar.

La primera opción sólo está presente en pequeños motores demostrativos, en los que el rendimiento no es importante; el cilindro ofrece poca superficie de contacto con el gas, hecho que dificulta mucho la transmisión de calor. La segunda opción, o mixta, es la más utilizada; en este caso el calentador auxiliar realiza el intercambio mayoritario de calor, mientras que el cilindro, también caliente, completa la transmisión. Es la solución que ofrece mejor rendimiento térmico. Por último, el tercer caso se utiliza cuando se quiere reducir el costo del acero empleado en el cilindro; el calentador auxiliar realiza todo el intercambio, mientras que el cilindro se mantiene refrigerado por agua. Su rendimiento térmico no es tan bueno.

Centrándonos en los calentadores de los motores Stirling de combustión (los de radiación son diferentes), según la tipología constructiva de los calentadores auxiliares, pueden clasificarse en: calentadores de aletas y calentadores tubulares. Los calentadores de aletas son muy compactos y de fácil construcción, pero su rendimiento en la transmisión no es demasiado elevado. Por esta razón, se utilizan en

motores de hasta 1kW. En motores más potentes el uso de calentadores tubulares es generalizado, aunque a menudo los tubos están dotados de aletas. El diseño de estos calentadores es complejo y su construcción también; son habituales los problemas de dilatación, de fatiga y también la presencia de puntos calientes.

El contacto directo de la radiación o de los productos de la combustión sobre los tubos produce puntos calientes en el calentador. Por esta razón, y como margen de seguridad, la temperatura media del medio exterior debe ser 100 °C menor que el límite metalúrgico. Además, los humos suelen ensuciar y obstruir el calentador al cabo de un tiempo de funcionamiento.

4.9.2 Refrigeradores

El refrigerador de un motor Stirling tiene como objetivo evacuar calor del fluido de trabajo hacia un medio exterior más frío, a la vez que ha de conducir este fluido en su recorrido por el interior del dispositivo.

El refrigerador está formado por la propia cámara de compresión y a menudo también por un intercambiador auxiliar a la salida de ésta. A pesar de ser un elemento de bajo costo y de diseño relativamente sencillo, el refrigerador es tan importante como el calentador en los motores Stirling, sobre todo si se tiene en cuenta que debe evacuar casi el 50% de la energía térmica que el motor recibe, y que lo debe hacer a la menor temperatura posible. Cuando más baja sea su temperatura, mejor rendimiento térmico se obtendrá.

Los procesos de transferencia de calor del refrigerador son los mismos que los del calentador. La convección del fluido de trabajo con la pared metálica es un proceso fácil debido a las características de velocidad y densidad de este fluido. La conducción por el interior del metal tampoco representa algún problema, para soportar las mismas presiones. Por último, la convección hacia el medio exterior, si se refrigera con agua, presenta también una transferencia de calor muy buena. La refrigeración con aire requiere un gradiente térmico mayor. El proceso crítico en el diseño suele ser el primero de los tres.

Mientras que la temperatura del medio exterior suele ser la atmosférica, el fluido de trabajo sale del refrigerador unos 50°C más caliente, se trata de un ΔT muy pequeño por la cantidad de calor que se transmite, hecho que se debe a la facilidad de la transmisión.

- a) Refrigeración por agua: si se dispone de una fuente inagotable de agua a temperatura ambiente (río, lago, red pública...), sólo hace falta bombearla por el interior del refrigerador. Es la solución más eficiente, pero sólo es utilizable en motores estacionarios.
- b) Refrigeración por aire: en la mayoría de casos la refrigeración continua por agua no es posible, sea por la no-estacionalidad del motor, sea por la ausencia de una fuente viable. Entonces hace falta transmitir el calor al aire, y esto puede ser de dos maneras:
 - Convección directa con el aire mediante aletas metálicas: la convección puede ser natural o forzada. Es una transmisión poco eficiente y sólo se

utiliza en pequeños motores demostrativos o bien en motores lentos y no presurizados que hayan de funcionar desasistidos durante largos periodos.

- Circuito de agua con radiador: es la solución más utilizada, debido a su eficiencia de transmisión y a la libertad de movimiento que da al motor. Sólo presenta el inconveniente de consumir energía para bombear el agua e impulsar el aire.

CAPITULO V

ESTUDIO TERMODINÁMICO Y DE TRANSFERENCIA DE CALOR

5.1 Análisis Termodinámico de Schmidt Para Motores Stirling

La teoría de Schmidt (1871) es uno de los métodos isotérmicos de cálculo para motores Stirling. Es el método más simple y útil para el diseño de los motores Stirling. A continuación, se presenta el análisis termodinámico de Schmidt general, para cualquier tipo de configuración del motor Stirling. De esta forma se puede obtener una visión matemática de la naturaleza de la dependencia teórica del funcionamiento del motor sobre estos parámetros.

5.1.1 Hipótesis de la Teoría de Schmidt

El volumen del motor es fácilmente calculado usando la geometría interna. Cuando el volumen, masa del gas de trabajo y temperatura son determinados, la presión es calculada usando la ley de los gases ideales. La presión del motor puede ser calculado bajo las siguientes suposiciones:

- a) No hay pérdidas de presión en los intercambiadores de calor y no hay diferencias de presión interna.
- b) Los procesos de expansión y de compresión son isotérmicos.

- c) El gas de trabajo es considerado un gas ideal.
- d) Hay regeneración perfecta.
- e) El espacio muerto de expansión es mantenido a la temperatura del gas a T_h , el espacio muerto de compresión es mantenido a la temperatura del gas a T_k .
- f) La temperatura del gas en el regenerador está en función de la temperatura de expansión del gas T_h y la temperatura de compresión T_k .
- g) El espacio de expansión V_e y el espacio de compresión V_c cambian de acuerdo a curvas sinusoidales.

5.1.2 Análisis Isotérmico Ideal

La suposición principal del análisis, es que el gas en el espacio de expansión y en el calentador se encuentra a la temperatura más alta y en el espacio de compresión y en el enfriador se encuentran a la temperatura más baja. Esta suposición isotérmica hace posible generar una expresión simple para la presión de trabajo como una función de la variación de los volúmenes. Esta expresión puede ser usada para investigar como los diferentes factores afectan la potencia del motor.

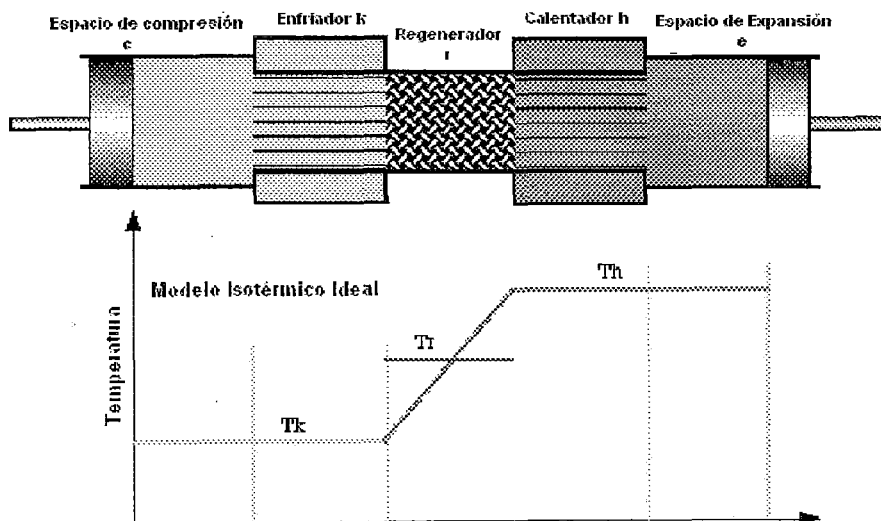


Figura 5.1. Esquema ideal de un motor Stirling isotérmico

El motor contiene:

- Espacio de compresión (c)
- Enfriador (k)
- Regenerador (r)
- Calentador (h)
- Espacio de expansión (e)

Cada componente es considerado como una entidad o celda homogénea. El gas interior está representado por una masa instantánea m , temperatura absoluta T , volumen V y presión p con sus subíndices respectivos.

Iniciamos el análisis considerando que la masa total del gas dentro del motor es constante.

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (5)$$

Sustituyendo la ley de los gases ideales: $m = \frac{pV}{RT}$

Obtenemos:

$$M = \frac{P}{R} \left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right) \quad (6)$$

5.1.3 Temperatura Promedio Efectiva del Regenerador

Para evaluar correctamente la masa total del gas en el regenerador en el espacio vacío, la distribución de la temperatura debe ser conocida. Ha sido demostrado que para regeneradores reales, la distribución de la temperatura es muy cercana a la lineal (Urieli, 1980), y, por tanto, asumimos que el regenerador ideal tiene una distribución lineal entre la temperatura más baja T_k y la temperatura más alta T_h .

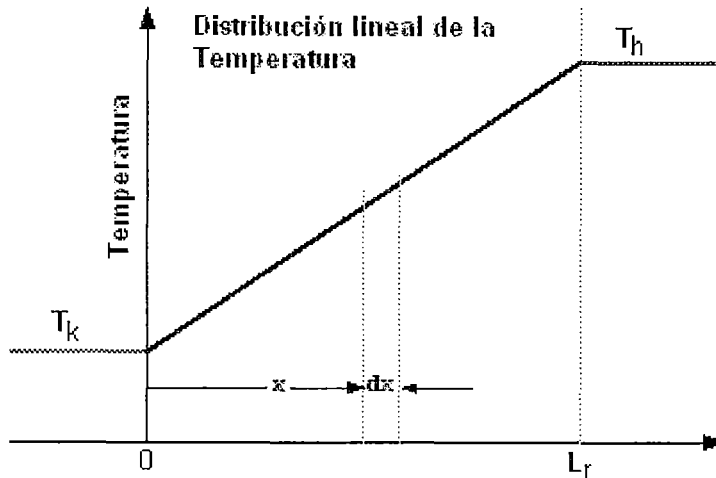


Figura 5.2. Distribución de temperaturas en el regenerador

Donde L , es la longitud del regenerador. La masa de gas m , en el volumen vacío del regenerador está dada por,

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

Donde ρ es la densidad, dV_r es la derivada del volumen para un área constante de flujo libre A_r ; $dV_r = A_r dx$; $V_r = A_r L_r$. Sustituyendo por la ley de los gases ideales $p = \rho RT$ y simplificando

$$m_r = \frac{p V_r}{R} \int_0^{L_r} \frac{1}{[(T_h - T_k)x + T_k L_r]} dx$$

Integrando y simplificando, obtenemos:

$$m_r = \frac{p V_r}{R} \frac{\ln(T_h / T_k)}{(T_h - T_k)}$$

Definimos la temperatura efectiva del regenerador T_r , en términos de la ecuación de los gases ideales:

$$m_r = \frac{p V_r}{R T_r}$$

Comparando ambas ecuaciones, obtenemos:

$$T_r = \frac{(T_h - T_k)}{\ln(T_h / T_k)} \quad (7)$$

Obteniendo la temperatura efectiva del regenerador, T_r como una función de T_k y T_h . De este modo, dadas los volúmenes variables V_c y V_e , podemos resolver la ecuación para la presión p como una función de V_c y V_e .

$$p = \frac{M R}{\left[\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h / T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right]} \quad (8)$$

El trabajo realizado por el sistema en un ciclo completo está dado por la integral cerrada de $p dV$. Donde θ es el ángulo de giro del cigüeñal del motor.

$$Q_e = W_e = \oint p dV_e = \int_0^{2\pi} \left(p \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (9)$$

$$Q_c = W_c = \oint p dV_c = \int_0^{2\pi} \left(p \frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta \quad (10)$$

$$W = W_e + W_c = \oint p dV_c + \oint p dV_e = \oint p \left(\frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (11)$$

5.2 Análisis Térmico Para Motores Stirling

Esta parte del capítulo se basa en el artículo “Theoretical Limits on the Performance of Stirling Engines” realizado por el Ph.D. James R. Senft. El análisis térmico que se desarrolla a continuación es para un motor Stirling que opera con un ciclo ideal Stirling y es sujeto a una transferencia de calor limitada, con pérdidas térmicas internas, y pérdidas de fricción mecánicas, de esta forma se puede deducir la dependencia teórica del funcionamiento del motor sobre estas imperfecciones.

La energía térmica debe ser transferida dentro y fuera del motor Stirling. Un gradiente de temperatura es requerido para llevar a cabo la transferencia, en otras palabras, debe haber una diferencia de temperaturas entre la fuente de calor y el fluido de trabajo cuando este recibe energía térmica. Del mismo modo, una diferencia de temperaturas es requerida entre el fluido y el sumidero cuando el motor rechaza energía térmica. Cuando se da la mayor diferencia de temperaturas, entonces el régimen de transferencia de calor es mayor.

Esto establece un gradiente de temperatura dentro de la estructura del motor y sus componentes internos, lo cual resulta en un flujo directo de una parte de la energía térmica de la zona caliente a la zona fría, sin ninguna conversión intermedia en trabajo. Esta clase de pérdida de energía es referida como pérdidas internas térmicas. En un motor Stirling típico, esta pérdida se da de muchas formas, incluyendo conducción simple a través de la estructura, conectando la sección caliente a la fría, a través del mismo fluido de trabajo, y a través de otros componentes como el regenerador y el desplazador. La combinación de todas estas pérdidas puede ser representada de una manera general como un flujo de calor simple, teniendo un valor proporcional a la diferencia entre la temperatura de los extremos dentro del motor en si. De esta forma, se puede correlacionar las pérdidas térmicas internas totales con la diferencia de temperaturas de los extremos del motor. Esta es una pérdida de carácter diferente que las pérdidas de fugas de calor externas entre los reservorios.

5.2.1 Análisis Térmico General

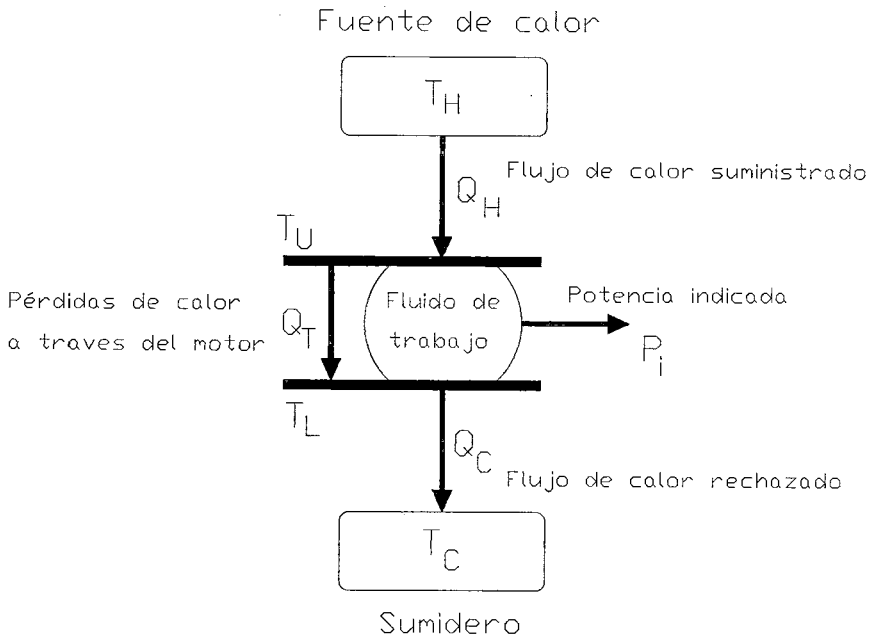


Figura 5.3. Diagrama de una máquina térmica con transferencia limitada de calor y pérdidas internas

La característica general de un modelo de motor general es mostrada en la figura 5.3. Asumiendo como la temperatura de los reservorios T_H y T_C , y los coeficientes de transferencia de calor a y b , los cuales gobiernan el flujo de energía térmica dentro y fuera de la sección de trabajo del motor, por lo tanto, tenemos:

$$Q_H = a(T_H - T_U) \quad \text{y} \quad Q_C = b(T_L - T_C) \quad (12)$$

Donde $T_H \geq T_U \geq T_L \geq T_C$. Las temperaturas T_U y T_L son del fluido de trabajo, los cuales reciben y rechazan energía térmica con la fuente de calor y el sumidero, respectivamente. Se asume que estos intercambios de calor toman lugar para algunas fracciones fijas del ciclo del motor, los cuales son únicamente determinados por el equipo dado, y son esencialmente independientes de la frecuencia de operación del motor. Esta fracción constante es asumida establecida en los coeficientes de

transferencia de calor a y b , o, en otras palabras, Q_H y Q_C son los regímenes (flujos de calor) del ciclo promedio de transferencia de calor.

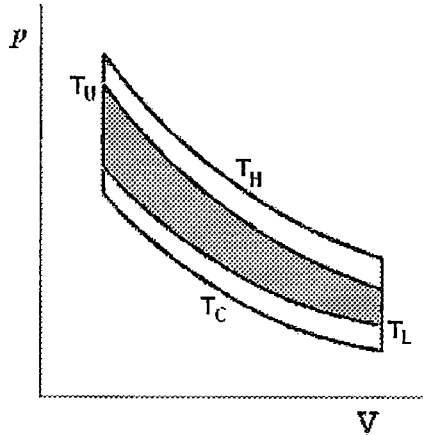


Figura 5.4 Diagrama P - V con T_U y T_L

Las fugas de calor a través del motor son asumidas que toman lugar entre las dos temperaturas extremas internas T_U y T_L , en el régimen (flujo)

$$Q_T = c (T_U - T_L) \quad (13)$$

Este régimen no es un valor instantáneo sino que es un promedio del ciclo del régimen de transferencia de calor.

5.2.2 Relaciones de Parámetros Para la Operación del Motor Stirling

La relación de temperaturas de operación del motor, más baja y más alta, será denotado por

$$\tau = \frac{T_L}{T_U}$$

La relación de las temperaturas de los reservorios, más frío y más caliente, por

$$\Gamma = \frac{T_C}{T_H}$$

La relación de la temperatura de operación más alta del motor y la temperatura del reservorio caliente será denotado por

$$\xi = \frac{T_U}{T_H}$$

Las siguientes dos relaciones de los coeficientes de transferencia de calor serán

$$\delta = \frac{b}{a} \quad \text{Y} \quad \rho = \frac{c}{a}$$

Para cualquier motor sujeto a las suposiciones anteriores, la potencia promedio del ciclo esta dado por

$$P = (Q_H - Q_T) - (Q_C - Q_T) = (Q_H - Q_C) = a(T_H - T_U) - b(T_L - T_C)$$

El cual puede ser expresado como:

$$P = aT_H [1 + \delta \Gamma - \xi - \xi \delta \tau] \quad (14)$$

De esta forma, se puede observar la influencia de los relaciones de temperaturas y de las relaciones de los coeficientes de transferencia sobre la potencia del motor. Cualquiera que sea el ciclo al que el fluido de trabajo se someta, la segunda ley requiere que su eficiencia térmica no exceda la eficiencia de Carnot basada en las temperaturas extremas de operación, esto es:

$$\frac{(Q_H - Q_C)}{(Q_H - Q_T)} = \frac{P}{(Q_H - Q_T)} \leq 1 - \frac{T_L}{T_U} = 1 - \tau \quad (15)$$

Esta condición puede ser expresado como

$$\xi [(\delta + 1)\tau - \rho(1 - \tau)^2] \geq \delta \Gamma + \tau \quad (16)$$

La condición de Carnot (16) y el requerimiento que la potencia dada por (14) tenga valores positivos, determina el dominio de valores permisibles de (τ, ξ) . La figura 5.5 muestra este dominio para los parámetros $\Gamma = 1/4$, $\delta = 1$, y $\rho = 0,20; 0,30$ y

0,50; mientras que la figura 5.6 muestra el dominio para los parámetros $\Gamma=1/4, 1/2, 5/8, 3/4, 7/8, \delta=1$, y $\rho=0,20$.

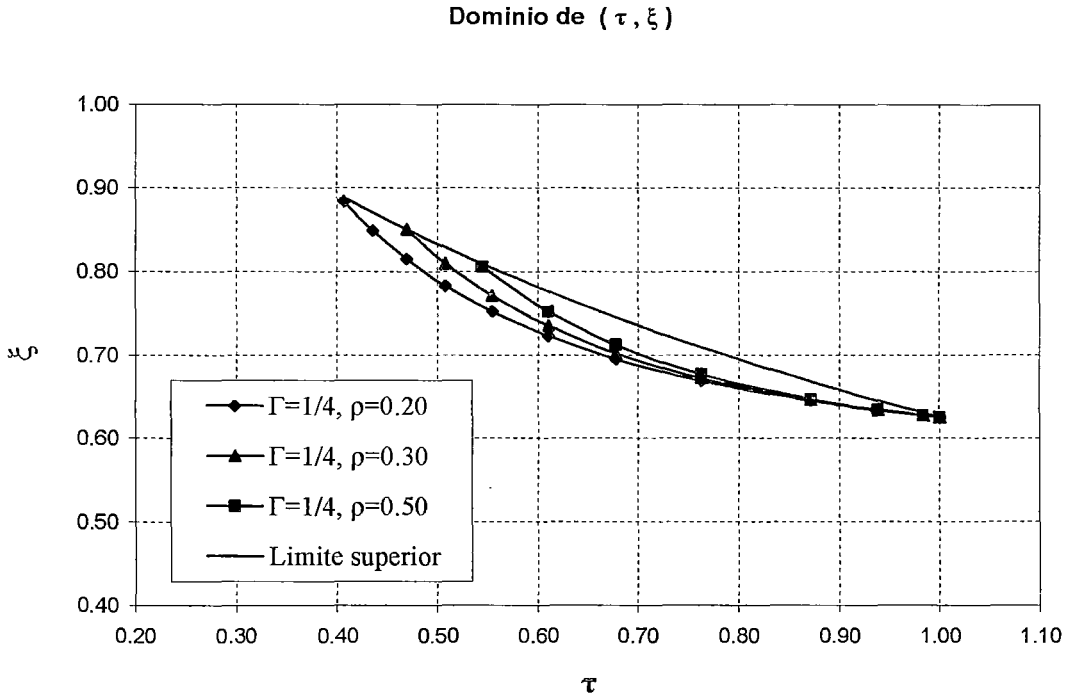


Figura 5.5. Dominio de valores de (τ, ξ) , con $\Gamma=1/4, \delta=1$, y $\rho=0,20; 0,30; 0,50$

Es fácilmente verificable de (14) y (16), que estas figuras son cualitativamente representativas del dominio (τ, ξ) para todos los valores de Γ, δ , y ρ . Para todos los ciclos posibles operando entre los reservorios dados, y gobernados por las ecuaciones (12) y (13) son representados por puntos en estos dominios, teniendo estos contornos.

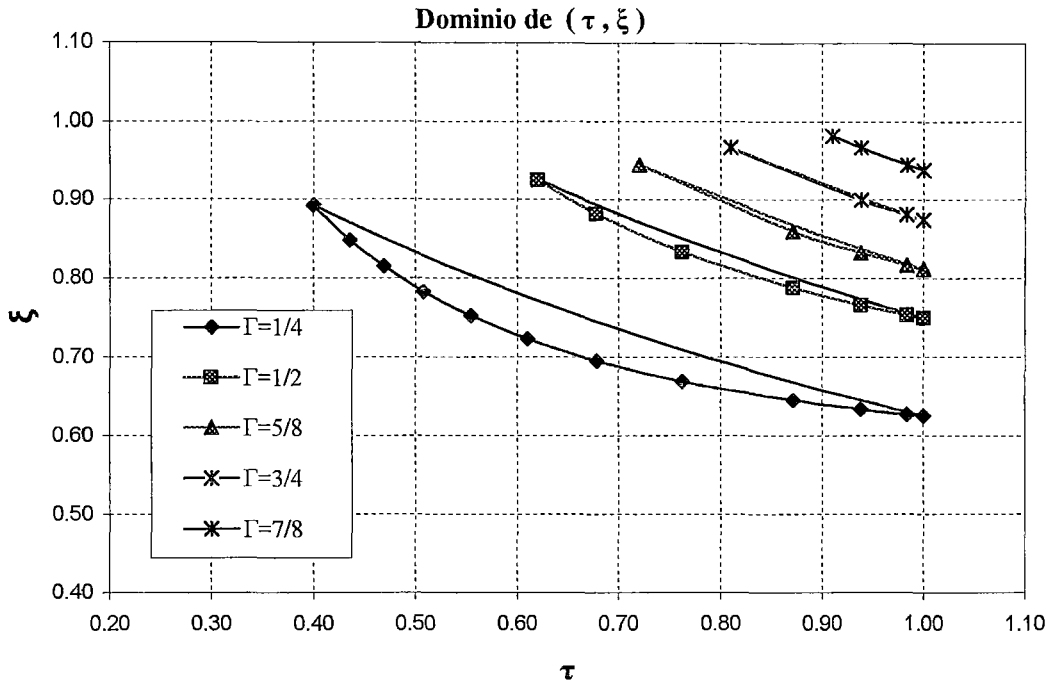


Figura 5.6. Dominio de valores de (τ, ξ) , con $\delta=1$, y $\rho=0,20$

5.2.3 Máxima Potencia Indicada

La ecuación (14) muestra que el nivel de las curvas de potencia, en orden del incremento de la potencia, forman una familia descendente de hipérbolas “paralelas” al contorno superior de la curva de (τ, ξ) , regiones mostradas en las figuras 5.5 y 5.6. Por consiguiente, en busca de la potencia máxima posible, es suficiente considerar sólo los puntos del contorno inferior de la curva donde influye igualmente en (16), es decir, para alcanzar la máxima potencia se tiene que cumplir con la

igualdad:

$$\xi = \frac{\delta \Gamma + \tau}{(\delta + 1)\tau - \rho(1 - \tau)^2} \quad (17)$$

Muchos métodos pueden ser usados para resolver el punto de máxima potencia, pero sustituyendo (17) en (14) es suficiente. El resultado es el siguiente:

$$P_i = aT_H \frac{\delta(\tau - \Gamma)(1 - \tau) - \rho(1 + \delta \Gamma)(1 - \tau)^2}{(\delta + 1)\tau - \rho(1 - \tau)^2} \quad (18)$$

Esta expresión proporciona la potencia de salida de cualquier ciclo reversible de un motor operando entre temperaturas extremas con la relación τ . P_i es la potencia producida por el fluido de trabajo antes que las pérdidas mecánicas del motor sean descontadas. A esto llamamos *potencia indicada*. El dominio de posibles valores de τ posibles para la función P_i varia de τ_p a 1, donde:

$$\tau_p = \frac{\delta\Gamma + \rho(\delta\Gamma + 1)}{\delta + \rho(\delta\Gamma + 1)} \quad (19)$$

Donde τ_p es una función creciente de en función de ρ (Figura 5.5). Diferenciando (18) da el siguiente punto donde la potencia es máxima

$$\tau_M = \frac{\delta\rho(1-\Gamma) + \sqrt{(1+\delta)(\delta + \rho + \rho\delta)(\rho + \rho\delta^2\Gamma^2 + \delta\Gamma(1+\delta + 2\rho))}}{\delta + \rho(\delta\Gamma + 1)} \quad (20)$$

Esta expresión, para el *punto máximo potencia indicada* τ_M , es reducida a $\tau_M = \sqrt{\Gamma}$ cuando $\rho=0$, el cual es el resultado famoso de Curzon y Ahlborn (1975).

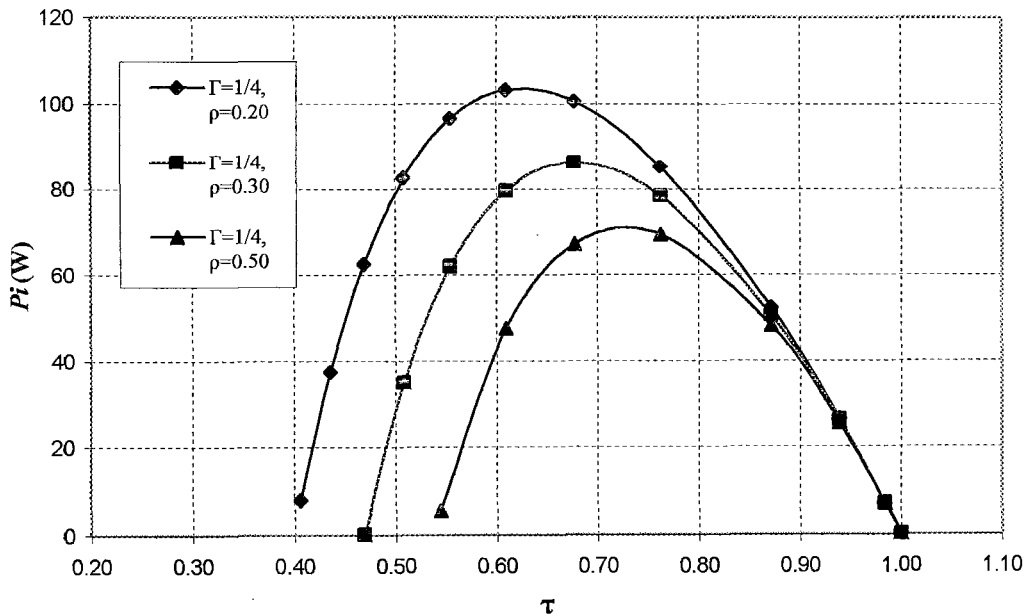


Figura 5.7. Valores de P_i para $\Gamma = 1/4$, $\delta = 1$, y $\rho = 0,20; 0,30; 0,50$

La complejidad de la expresión anterior impide la adquisición de más deducciones. En las figuras 5.7 y 5.8, para valores dados de ρ , δ , y Γ en el dominio $[\tau_p, 1]$, P_i es una función cóncava descendente de τ . Además para valores fijos de δ , Γ y τ , P_i es una función decreciente de ρ (figura 5.7).

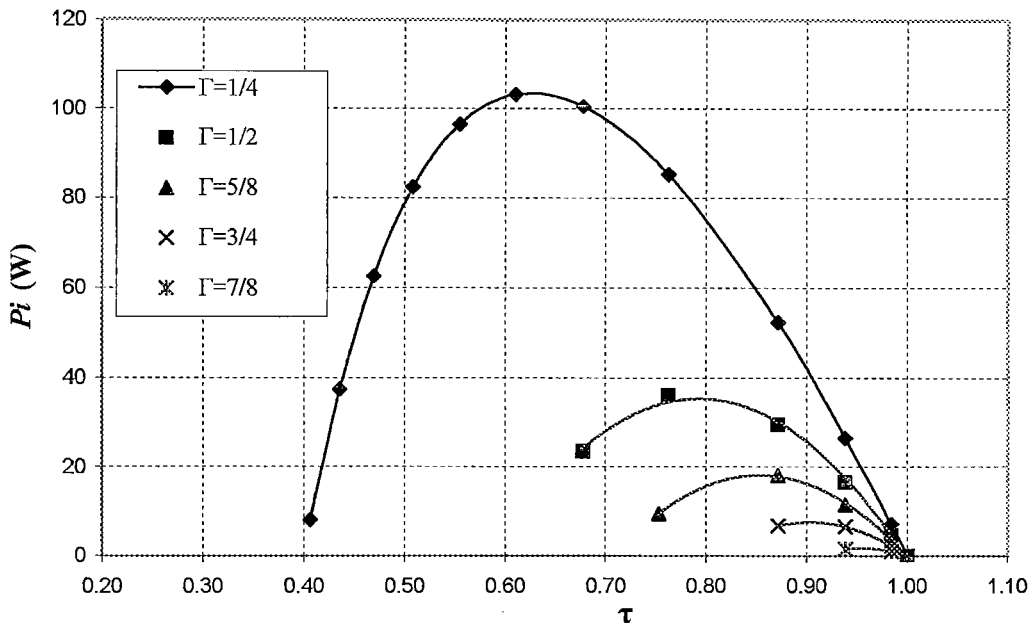


Figura 5.8. Valores de P_i para diferentes valores de Γ con $\delta=1$, y $\rho=0,20$

Estas conclusiones implican que τ_M es una función creciente de ρ (figura 5.7). En otras palabras, un incremento de las fugas de calor mueve el punto máximo de potencia fuera de la relación de las temperaturas de los depósitos (Γ). Resulta que τ_M es siempre mayor que el punto de Curzon-Ahlborn, $\tau_M = \sqrt{\Gamma}$, cuando hay fuga de calor, $\rho > 0$.

Note que el análisis anterior es general. Específicamente, los resultados (18) son verdaderos para todos los ciclos reversibles de motores, y, por tanto, para el ciclo Stirling regenerativo ideal, en particular.

5.2.4 Pérdidas Mecánicas

El motor genérico cinemático recíprocante fue conceptualmente representado en la figura 3.6. Es importante recalcar que el gas de amortiguación, así como la volante, absorbe, almacena y retorna energía al gas de trabajo. Pero eso actúa directamente sobre el pistón, y, entonces, eso desvía y recicla un poco de trabajo fuera del mecanismo y esto reduce las pérdidas de fricción mecánicas del motor. Para más aplicaciones, la presión de amortiguamiento puede ser asumida constante, como cuando la atmósfera sirve como amortiguador o cuando el volumen cerrado amortiguado es suficientemente grande para que las fluctuaciones de presión sean insignificantes.

$$\eta_m(E, \tau, r) = E - \left(\frac{1}{E} - E\right)S(\tau, r) \quad (21)$$

Donde:

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

La figura 5.4 muestra un ciclo Stirling ideal con isothermas T_U y T_L , las cuales varían de posición con la velocidad de operación del motor, tal como es gobernado por las ecuaciones (12) y (13). La relación para la frecuencia del motor f , con τ y $r = V_{M\acute{a}x} / V_{m\acute{i}n}$, además con la masa m de un gas ideal con constante R , está dada por

$$f = \frac{a}{mR \ln r} \cdot \frac{\delta(\tau - \Gamma) - \rho(1 + \delta\Gamma)(1 - \tau)}{\delta\Gamma + \tau} \quad (22)$$

La frecuencia de operación del motor afecta no sólo a la potencia indicada (18) a través de la relación (22), sino también a la eficiencia mecánica, a través de la

relación (10). A baja velocidad, las temperaturas de operación del motor son cercanas a las temperaturas de los reservorios ($\tau \rightarrow \Gamma$).

El producto $\tau r \leq 1$ hace que $S(\tau, r) = 0$, y, por tanto, la eficiencia mecánica resulta ser E , la eficiencia más alta posible. Cuando la velocidad se incrementa, las temperaturas de operación del motor T_U y T_L se alejan de las temperaturas de los reservorios T_H y T_C , respectivamente, al incrementarse el régimen de transferencia de calor. En consecuencia, cuando la velocidad crece, el producto τr aumenta y el ciclo se hace más “delgado” (figura 5.4). Una vez que τr excede la unidad, aparece *el trabajo forzado*. Este es el trabajo denotado por W_- (figura 3.6). El trabajo forzado es el trabajo que debe ser hecho por el mecanismo sobre el pistón para realizar la compresión o expansión, que es opuesto por la presión fuera del motor, es decir, la presión de amortiguación. Cuando la velocidad del motor crece, $S(\tau, r)$ crece, lo cual reduce la eficiencia mecánica (figura 3.12) de acuerdo a la ecuación (21).

5.2.5 Máxima Potencia al Freno

Puesto que la formula (18) da la potencia indicada de cualquier ciclo reversible de un motor, el producto $P_i \eta_m$ da la máxima potencia de salida al eje de un motor Stirling ideal, para determinados valores de los parámetro a , T_H , Γ , δ , ρ , r , y E . Con estos parámetros dados, la potencia al eje es una función de la relación de operación τ . Su máximo valor con respecto a τ es, de este modo, la máxima potencia al eje obtenido por un motor Stirling con los valores de los parámetros dados.

Resultando que la potencia al eje $P_s = P_i \eta_m$ siempre será relacionada con P_i , como se muestra en la figura 5.9. En particular, el punto de *máxima potencia al eje* τ_M^* nunca puede exceder el punto de máxima potencia indicada τ_M . De esta manera, el efecto de las pérdidas mecánicas en un motor Stirling ideal es mover el punto de máxima potencia al eje hacia la relación de la temperatura de los reservorios (T). Este es opuesto al efecto que producen las fugas de calor a través del motor. Se demuestra así que los efectos de estas dos pérdidas en la ubicación del punto máximo de potencia al eje siempre están opuestos.

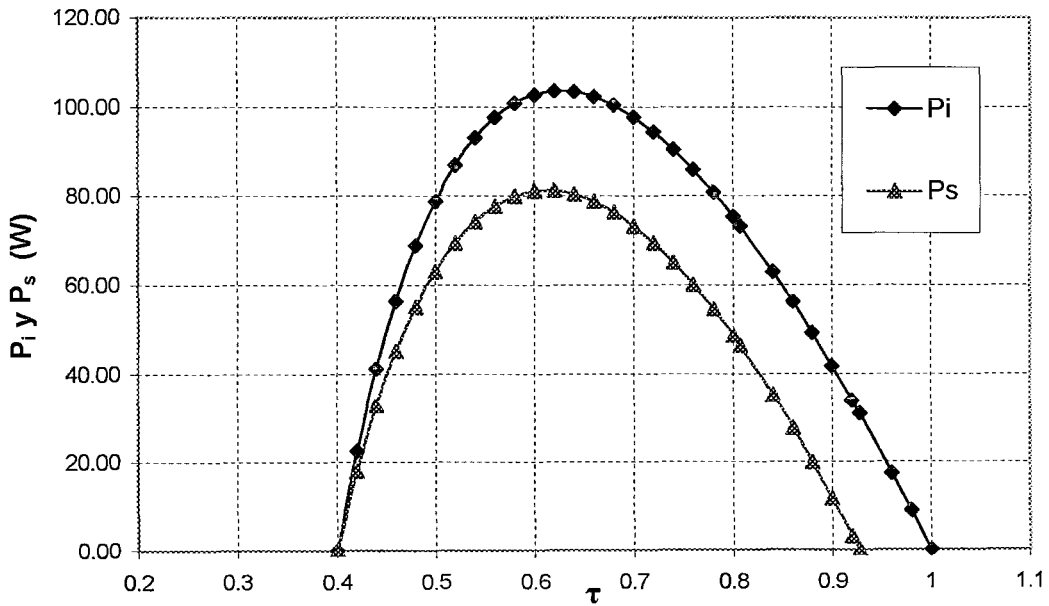


Figura 5.9. Valores de P_i y P_s para $\Gamma=1/4$, $\delta=1$, y $\rho=0,20$, $E=0,8$ y $r=2$

5.2.6 Eficiencia térmica al freno

La eficiencia térmica en el presente contexto está dada por

$$\eta_t = P_i / \dot{Q}_H = \frac{P_i}{a(T_H - T_U)} = \frac{P_i}{aT_H(1 - \xi)} \quad (23)$$

La cual, usando (17) y (18) se convierte para cualquier motor endoreversible en

$$\eta_t = \frac{\delta(\tau - \Gamma)(1 - \tau) - \rho(1 + \delta\Gamma)(1 - \tau)^2}{\delta(\tau - \Gamma) - \rho(1 - \tau)^2} \quad (24)$$

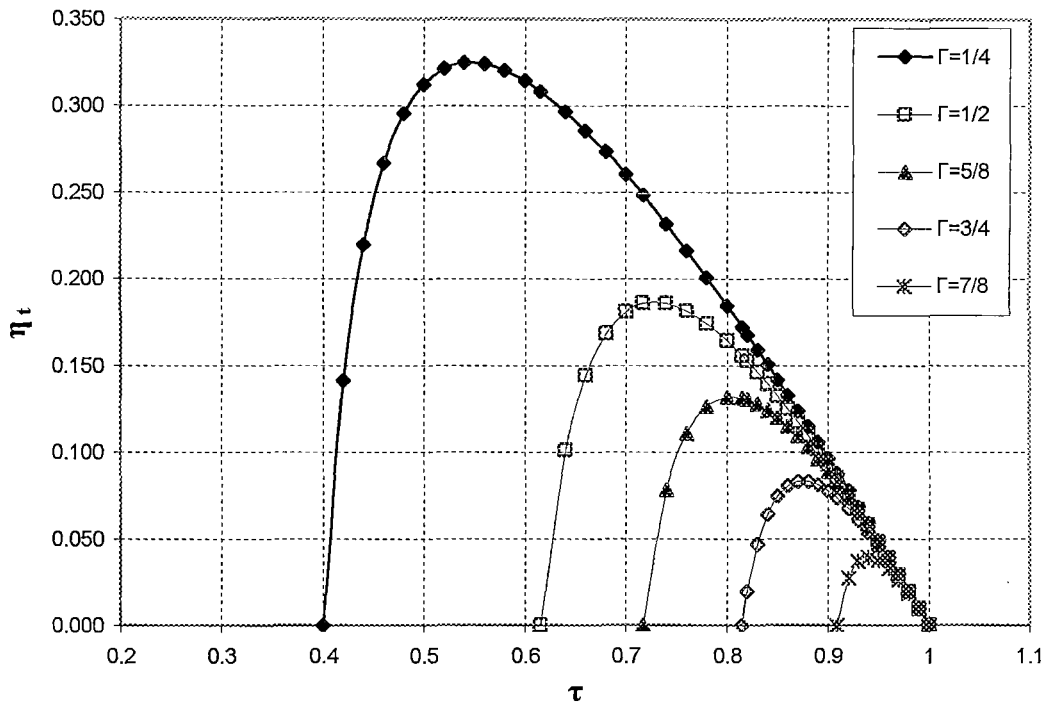


Figura 5.10. η_t en función de τ para $\delta=1$, y $\rho=0,20$

La eficiencia térmica al freno efectiva es el producto $\eta_t \eta_{ms}$. Un gráfico de la potencia al eje vs. la eficiencia térmica para un motor Stirling ideal con fugas internas de calor se muestra en la figura 5.11 para un motor determinado. El gráfico muestra la potencia máxima y la eficiencia máxima en distintos regímenes de la operación del motor.

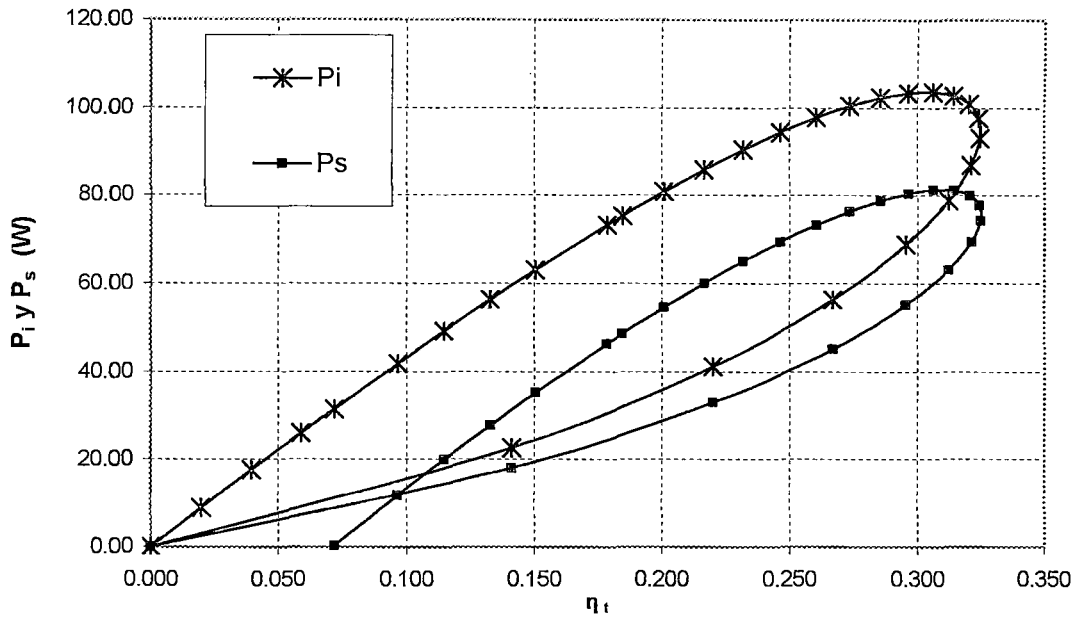


Figura 5.11. P_i y P_s función de η_t en $\Gamma=1/4$, $\delta=1$, y $\rho=0,20$; $E=0,8$ y $r=2$

Aunque, los resultados mostrados aquí son específicamente para un motor Stirling ideal, ellos tienen implicancias en para el comportamiento de un motor real en general.

CAPITULO VI

DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS ÓPTIMOS PARA EL DISEÑO

6.1 Análisis Cinemático del Mecanismo

Se realiza el análisis de un mecanismo biela-manivela central (axial), con las siguientes consideraciones:

φ = ángulo de rotación de la manivela (contado desde la dirección del eje cilindro en el sentido horario de rotación del cigüeñal)

β = ángulo que forma el eje de la biela del pistón con el eje central (en el plano de su movimiento)

ω = velocidad angular del cigüeñal (se asume constante)

S = carrera del cilindro (igual a $2 \times R_{\text{manivela}}$)

Para el pistón de trabajo, el desplazamiento S_A respecto del punto A'_A (PMS_A):

$$S_A = A'_A A_A = A'_A O - A_A D - DO$$

$$S_A = (L_A + R_A) - L_A \cdot \cos(\beta_A) - R_A \cdot \cos(\varphi_A)$$

$$DA = R_A \cdot \text{sen}(\varphi_A) = L_A \cdot \text{sen}(\beta_A) \quad ; \quad \lambda_A = R_A / L_A$$

$$\text{sen}(\beta_A) = \lambda_A \cdot \text{sen}(\varphi_A) \quad ; \quad \cos(\beta_A) = \sqrt{1 - \lambda_A^2 \cdot \text{sen}^2(\varphi_A)}$$

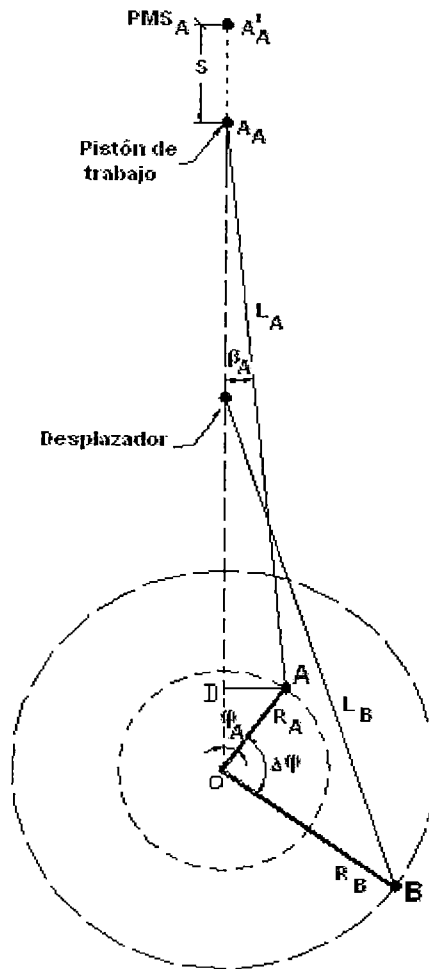


Figura 6.1 Mecanismo biela-manivela del pistón y desplazador

Esta última expresión puede desarrollarse en una serie tomando en cuenta el valor pequeño de λ y limitarse a los términos de segundo orden.

$$\cos(\beta_A) = 1 - \frac{\lambda_A^2}{2} \cdot \text{sen}^2(\varphi_A) + \frac{\lambda_A^4}{8} \cdot \text{sen}^4(\varphi_A) + \dots$$

$$\cos(\beta_A) = 1 - \frac{\lambda_A^2}{2} \cdot \text{sen}^2(\varphi_A);$$

Se sabe : $\text{sen}^2(\beta_A) = \frac{1 - \cos(2\varphi_A)}{2}$; reemplazando en la ecuación anterior, tenemos:

$$\cos(\beta_A) = 1 - \frac{\lambda_A^2}{4} \cdot (1 - \cos(2\varphi_A))$$

$$S_A = R_A \left[1 - \cos(\varphi_A) + \frac{\lambda_A}{4} \cdot (1 - \cos(2\varphi_A)) \right]$$

La velocidad del pistón:

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \cdot \omega$$

$$v_A = R_A \cdot \left[\text{sen}(\varphi_A) + \frac{\lambda_A}{2} \cdot \text{sen}(2\varphi_A) \right] \cdot \omega$$

La aceleración del pistón:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dv}{d\varphi} \cdot \omega$$

$$a_A = R_A \cdot \left[\cos(\varphi_A) + \lambda_A \cdot \cos^2(2\varphi_A) \right] \cdot \omega^2$$

Análogamente, para el desplazador, su desplazamiento será:

$$S_B = R_B \left[1 - \cos(\varphi_B) + \frac{\lambda_B}{4} \cdot (1 - \cos(2\varphi_B)) \right]$$

La velocidad del desplazador:

$$v_B = R_B \cdot \left[\text{sen}(\varphi_B) + \frac{\lambda_B}{2} \cdot \text{sen}(2\varphi_B) \right] \cdot \omega$$

La aceleración del desplazador:

$$a_B = R_B \cdot \left[\cos(\varphi_B) + \lambda_B \cdot \cos^2(2\varphi_B) \right] \cdot \omega^2$$

Además,

$$\varphi_B = \varphi_A + \Delta\varphi$$

Volumen de la zona caliente

Es el producto del desplazamiento y del área del cilindro (A)

$$V_B = A R_B \left[1 - \cos(\varphi_B) + \frac{\lambda_B}{4} \cdot (1 - \cos(2\varphi_B)) \right]$$

Volumen máximo para $\varphi_B = 180^\circ$

$$V_{B-\max} = 2A R_B + \frac{\lambda_B}{2} A R_B = A R_B \left[\frac{4 + \lambda_B}{2} \right] = V_1$$

$$V_B = \frac{V_1}{\left[\frac{4 + \lambda_B}{2} \right]} \left[1 - \cos(\varphi_B) + \frac{\lambda_B}{4} \cdot (1 - \cos(2\varphi_B)) \right]$$

Se omite el último término, ya que λ_B es muy pequeño, $\lambda_B \approx 0$, esta simplificación da un error de sólo 1,5 %. Por lo tanto, el volumen de la zona caliente puede ser expresado:

$$V_B = \frac{V_1}{2} [1 - \cos(\varphi_B)]$$

6.2 Análisis de Schmidt Para la Configuración Beta

Nomenclatura utilizada

V_1 = Volumen barrido por el desplazador

V_2 = Volumen barrido por el pistón

V_{de} = Volumen muerto de expansión

V_{dc} = Volumen muerto de compresión

V_r = Volumen del regenerador

T_h = Temperatura del espacio caliente o de expansión

T_k = Temperatura del espacio frío o de compresión

T_r = Temperatura del espacio de regeneración

p_{med} = presión promedio del ciclo = $\sqrt{p_{\text{min}} \cdot p_{\text{máx}}}$

p_b = presión de amortiguamiento externa

φ = Ángulo de adelanto de la manivela del desplazador respecto a la manivela del pistón

\emptyset = Ángulo donde el volumen V_c es mínimo

$$\tau = T_k / T_h$$

$$k = V_2 / V_1$$

$$X_{de} = V_{de} / V_1$$

$$X_{dc} = V_{dc} / V_1$$

$$X_r = V_r / V_1$$

V_e = Volumen instantáneo de expansión

V_c = Volumen instantáneo de compresión

V_o = Volumen de traslape

V = Volumen instantáneo del motor

V_T = Volumen total desplazado $V_T = V_1 + V_2 - V_o + V_{de} + V_{dc} + V_r$

V_k = Volumen en el enfriador

V_h = Volumen en el calentador

p = Presión instantánea en todos los espacios del motor

α = Ángulo de giro del cigüeñal

R = Constante específica del gas ideal

6.2.1 Volúmenes Instantáneos del Motor Stirling

➤ **Volumen instantáneo para el espacio caliente:**

$$V_e = V_{de} + \frac{V_1}{2} [1 - \cos(\alpha)] \quad (24)$$

➤ **Volumen instantáneo para el espacio frío:**

$$V_c = V_1 - (V_e - V_{de}) + V_n - V_o + V_{dc}$$

$$V_n = \frac{1}{2}V_2[1 - \cos(\alpha - \phi)] \quad (25)$$

$$V_o = V_A + V_B$$

$$V_A = V_1 - \frac{1}{2}V_1(1 - \cos(\phi)) = \frac{1}{2}V_1(1 + \cos(\phi)) \quad (26)$$

$$V_B = \frac{1}{2}V_2[1 - \cos(\phi - \phi)] = \frac{1}{2}V_1k[1 - \cos(\phi - \phi)] \quad (27)$$

$$V_o = \frac{1}{2}V_1[1 + \cos(\phi)] + \frac{1}{2}kV_1[1 - \cos(\phi - \phi)] \quad (28)$$

Reemplazando:

$$V_c = \frac{1}{2}V_1(1+k) - V_o + V_{dc} + \frac{1}{2}V_1[\cos(\alpha) - k\cos(\alpha - \phi)] \quad (29)$$

Cálculo de ϕ :

$$\frac{dV_c}{d\alpha} = \frac{1}{2}V_1[-\text{sen}(\alpha^*) + k\text{sen}(\alpha^* - \phi)] = 0$$

$$\text{Tan}(\alpha^*) = \frac{k \text{sen} \phi}{k \cos \phi - 1} = \text{Tan}(\phi) \quad (30)$$

Esta expresión proporciona el valor de ϕ para el volumen de compresión máximo y mínimo. Para calcular V_A y V_B se hace para el instante en que el volumen de compresión es mínimo.

➤ Volumen instantáneo total del motor

$$V = V_c + V_k + V_r + V_h + V_e$$

$$V = \frac{1}{2}V_1[2 + k - k\cos(\alpha - \phi)] - V_o + V_1(X_{de} + X_r + X_{dc}) \quad (31)$$

➤ Volumen total del motor

$$V_T = V_1 + V_{de} + V_2 + V_{dc} - V_o = V_1(1 + k + X_{de} + X_{dc} - V_o/V_1) \quad (32)$$

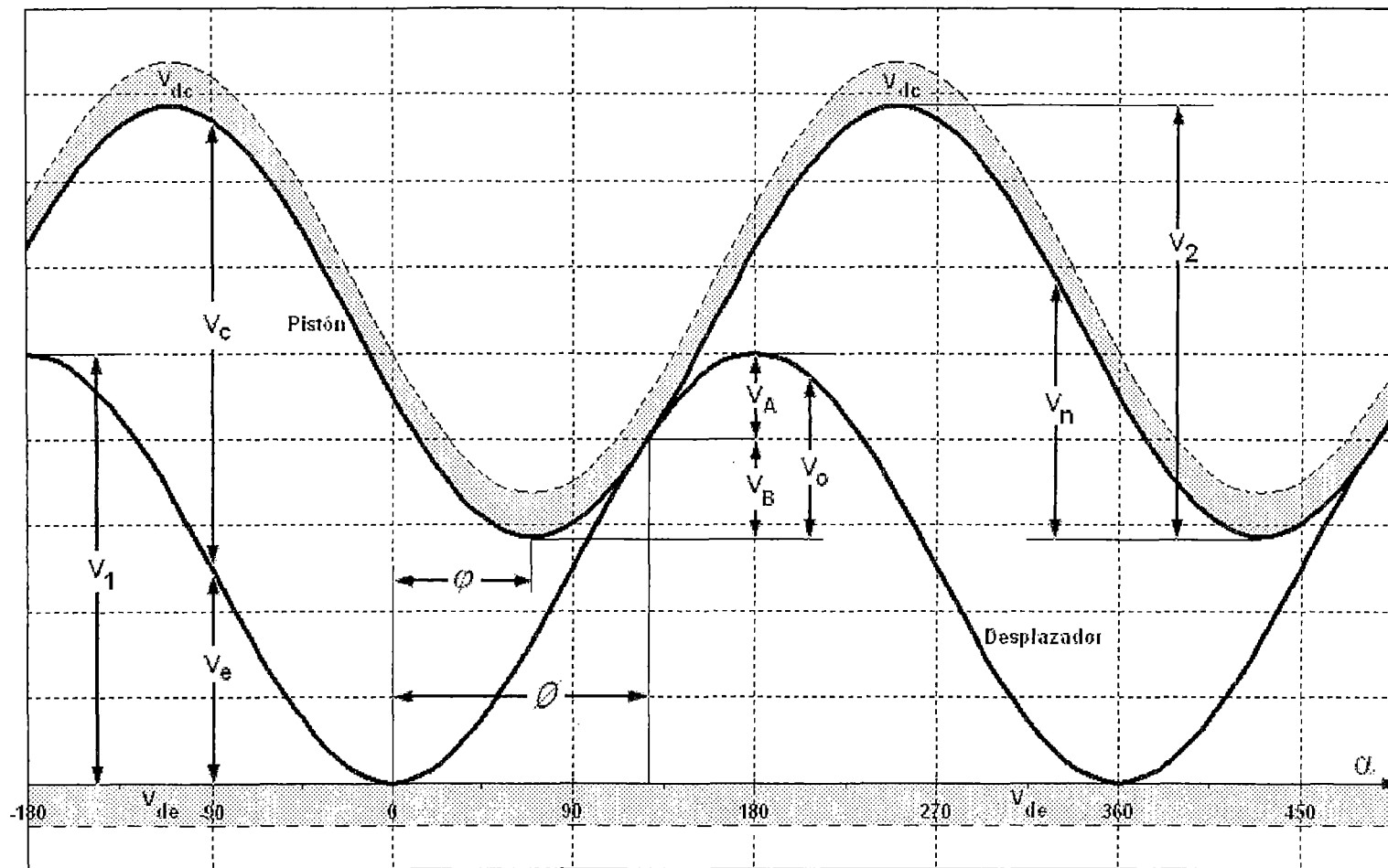


Figura 6.2 Diagrama de movimiento del pistón y del desplazador del motor Stirling-Configuración beta

6.2.2 Presión Instantánea del Motor Stirling

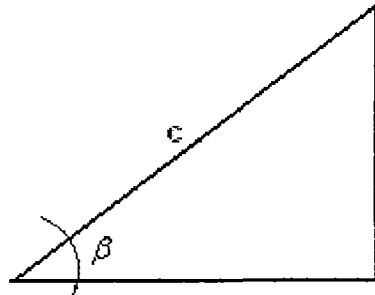
Para las suposiciones realizadas anteriormente, y con $V_k=V_h=0$, la presión instantánea dentro del espacio del motor será:

$$P = \frac{MR}{\left[\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}\right]} \quad (33)$$

Reemplazando, obtenemos:

$$P = \frac{MR}{\left[s + \left(\frac{1}{2} \frac{V_1}{T_k} (1 - k \cos(\varphi)) - \frac{1}{2} \frac{V_1}{T_h}\right) \cos(\alpha) - \left(\frac{1}{2} \frac{V_1}{T_k} k \operatorname{sen}(\varphi)\right) \operatorname{sen}(\alpha)\right]}$$

$$s = \frac{1}{2} \frac{V_1}{T_k} (1 + k) - \frac{V_o}{T_k} + \frac{V_{dc}}{T_k} + V_r \frac{\ln(T_h / T_k)}{T_h - T_k} + \frac{1}{2} \frac{V_1}{T_h} + \frac{V_{de}}{T_h}$$



$$c \operatorname{sen} \beta = \frac{1}{2} \frac{V_1}{T_k} k \operatorname{sen}(\varphi)$$

$$c \cos \beta = \frac{1}{2} \frac{V_1}{T_k} (1 - k \cos(\varphi)) - \frac{1}{2} \frac{V_1}{T_h}$$

$$\beta = \arctan \left(\frac{\frac{k}{T_k} \operatorname{sen}(\varphi)}{\frac{1}{T_k} (1 - k \cos(\varphi)) - \frac{1}{T_h}} \right)$$

Reemplazando β , tenemos:

$$P = \frac{MR}{[s + c \cos(\beta) \cos(\alpha) - c \operatorname{sen}(\beta) \operatorname{sen} \alpha]} = \frac{MR}{[s + c \cos(\beta + \alpha)]}$$

$$p = \frac{MR}{s [1 + b \cos(\alpha + \beta)]} \quad (34)$$

$$\text{Donde: } b = \frac{c}{s}; \quad p_{\min} = \frac{MR}{s [1 + b]} \quad ; \quad p_{\max} = \frac{MR}{s [1 - b]}$$

$$p_{\text{med}} = \frac{MR}{s \sqrt{1 - b^2}} \quad ; \quad \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{1 + b}{1 - b}$$

6.2.3 Determinación de los Trabajos de Compresión, Expansión, Total y al Eje

$$W = \oint p \, dV = \oint p \, d(V_c + V_k + V_r + V_h + V_e) = \oint p \left(\frac{dV_c}{d\alpha} + \frac{dV_e}{d\alpha} \right) d\alpha$$

Para el volumen de expansión:

$$\frac{dV_e}{d\alpha} = \frac{1}{2} V_1 \text{sen}(\alpha)$$

Para el volumen de compresión:

$$\frac{dV_c}{d\alpha} = \frac{1}{2} V_1 [-\text{sen}(\alpha) + k \text{sen}(\alpha - \varphi)]$$

➤ Trabajo de expansión

$$W_e = \frac{MRV_1}{2s} \int_0^{2\pi} \frac{\text{sen}(\alpha)}{1 + b \cos(\alpha + \beta)} d\alpha$$

Usando la siguiente integral:

$$\int_{\varphi}^{\varphi+2\pi} \frac{\text{sen}(\alpha - \varphi)}{1 - \delta \cos(\alpha - \theta)} d\alpha = \text{sen}(\theta - \varphi) \frac{2\pi}{\delta} \frac{1 - \sqrt{1 - \delta^2}}{\sqrt{1 - \delta^2}}$$

Tenemos:

$$W_e = \frac{\pi MR V_1}{s b} \text{sen}(\beta) \frac{1 - \sqrt{1 - b^2}}{\sqrt{1 - b^2}}$$

$$W_e = \pi p_{\text{med}} V_1 \text{sen}(\beta) \frac{1 - \sqrt{1 - b^2}}{b} \quad (35)$$

➤ **Trabajo de compresión**

$$W_c = -\frac{\pi MR V_1}{sb} \text{sen}(\beta) \frac{1 - \sqrt{1 - b^2}}{\sqrt{1 - b^2}} + \frac{\pi MR V_1 k}{sb} \text{sen}(\beta + \varphi) \frac{1 - \sqrt{1 - b^2}}{\sqrt{1 - b^2}}$$

$$W_c = -\pi p_{med} V_1 \text{sen}(\beta) \frac{1 - \sqrt{1 - b^2}}{b} + \pi p_{med} V_1 k \text{sen}(\beta + \varphi) \frac{1 - \sqrt{1 - b^2}}{b} \quad (36)$$

➤ **Trabajo total**

$$W = \pi p_{med} V_1 k \text{sen}(\beta + \varphi) \frac{1 - \sqrt{1 - b^2}}{b} \quad (37)$$

➤ **Trabajo al eje**

Como sabemos, cada transmisión de energía a través del mecanismo es sujeta a pérdidas por fricción, siendo el trabajo al eje menor que el trabajo indicado del ciclo. Por lo tanto, si E es la constante de efectividad del mecanismo de un motor Stirling ideal, su eficiencia mecánica (J. R. Senft, 1987) está dada por:

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

De esta forma obtenemos la siguiente expresión para el trabajo al eje:

$$W_s = E W - \left(\frac{1}{E} - E \right) W_- \quad (38)$$

Donde W_- es el área sombreada en la figura 6.3, la cual se expresa como:

$$W_- = \oint [(p - p_b) dV]^-$$

W_- es evaluado sólo en esta porción de ciclo sombreado, para lo cual es necesario emplear métodos numéricos, por lo que se desarrolló un programa, denominado *BETA* en MATLAB[®], donde se obtienen todas las variables anteriores para un determinado motor Stirling tipo beta.

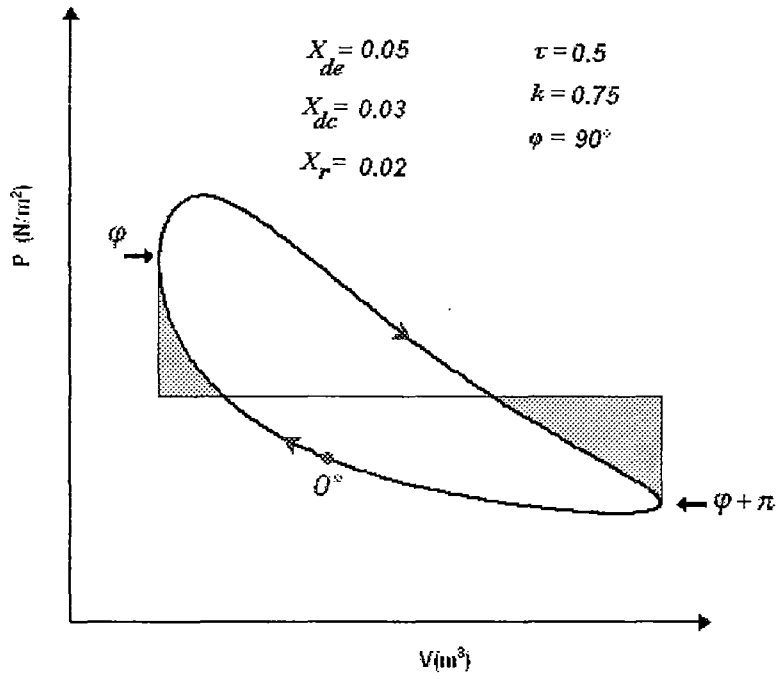


Figura 6.3 Diagrama PV para un motor Stirling tipo beta

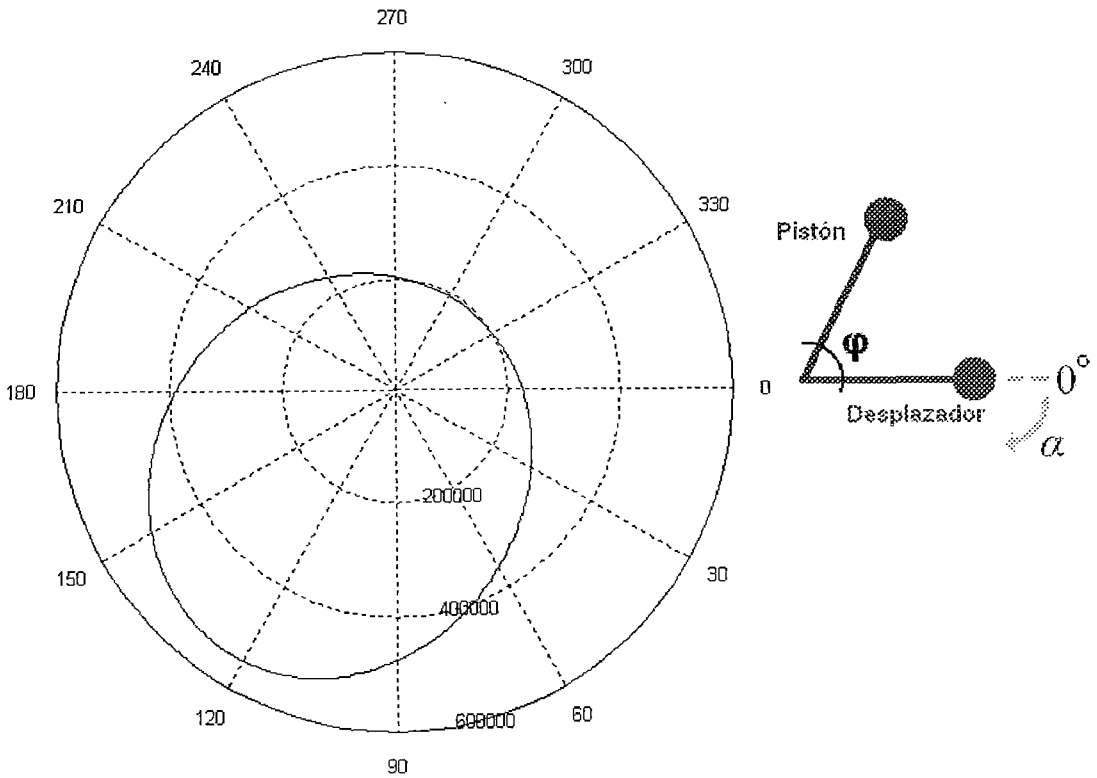


Figura 6.4 Diagrama polar de la presión vs ángulo de giro

6.2.4 Influencia de los Principales Parámetros del Motor Stirling sobre el

Diagrama P-V

• **Influencia de k .** En la figura 6.5 se muestra la variación del diagrama PV para distintos valores de k , para un motor específico con un volumen de barrido por el desplazador $V_l=1000 \text{ cm}^3$, además de tener un volumen muerto $X_{de}=X_{dc}=X_r=0,01$, con un ángulo de desfase $\varphi=90^\circ$, con una relación de temperaturas de operación $\tau=0,7$ y con un $E=0,8$.

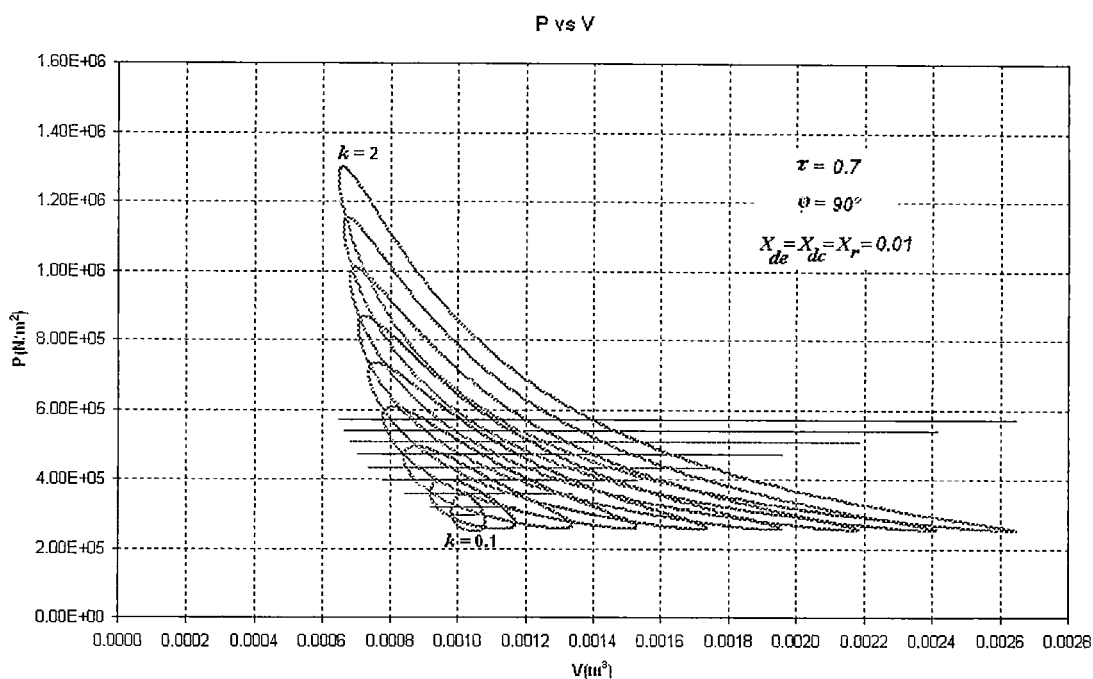


Figura 6.5 Influencia de k sobre el diagrama P-V, $k=0,1; 0,25; 0,5; 0,75; 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2$

Tabla 6.1 Valores de W , W_e , W_c , W_- , W_s (Joule) y η_m en función de k

k	0,1	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0
W_e	26,7	71,1	153,7	243,1	335,0	426,8	517,1	605,0	690,4
W_c	-18,7	-49,7	-107,6	-170,2	-234,5	-298,8	-362,0	-423,5	-483,3
W	8,0	21,3	46,1	72,9	100,5	128,1	155,1	181,5	207,1
W_-	0,04	0,98	9,51	30,77	66,33	116,30	180,24	257,52	347,49
η_m	0,798	0,79	0,707	0,610	0,503	0,391	0,277	0,162	0,045
W_s	6,4	16,6	32,6	44,5	50,6	50,1	43,0	29,3	9,3

Para valores de k pequeños como para $k=0,1$ el diagrama tiende a tomar la forma del Ciclo Stirling teórico ideal (figura 3.1), y a medida que se incrementa el valor de k el trabajo indicado del ciclo aumenta, por incrementarse el volumen total y a su vez la masa de la sustancia de trabajo, pero hay que notar que W_{-} se incrementa notablemente, por lo tanto, la eficiencia mecánica es mayor para valores de k pequeños. Como se puede ver en la tabla 6.1 el trabajo indicado W se incrementa en 25 veces, mientras que W_{-} aumenta considerablemente al variar k de 0,1 a 2,0. Por lo tanto la eficiencia mecánica η_m disminuye y con ello el trabajo al eje W_s (figura 6.6).

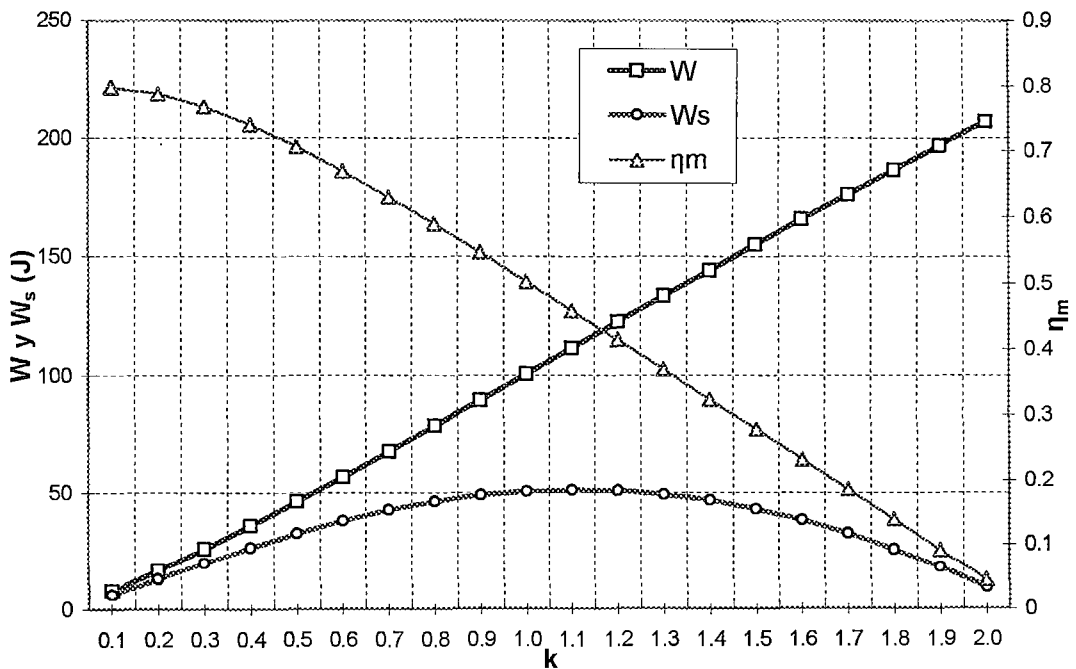


Figura 6.6 Variación de W , W_s y η_m en función de k

• **Influencia de ϕ .** En la figura 6.7 se muestra la variación de W , W_s y η_m respecto de ϕ , con los datos anteriores, pero con $k=1$. Como se puede ver, 90° es un ángulo muy cercano al óptimo, por lo que es usualmente utilizado.

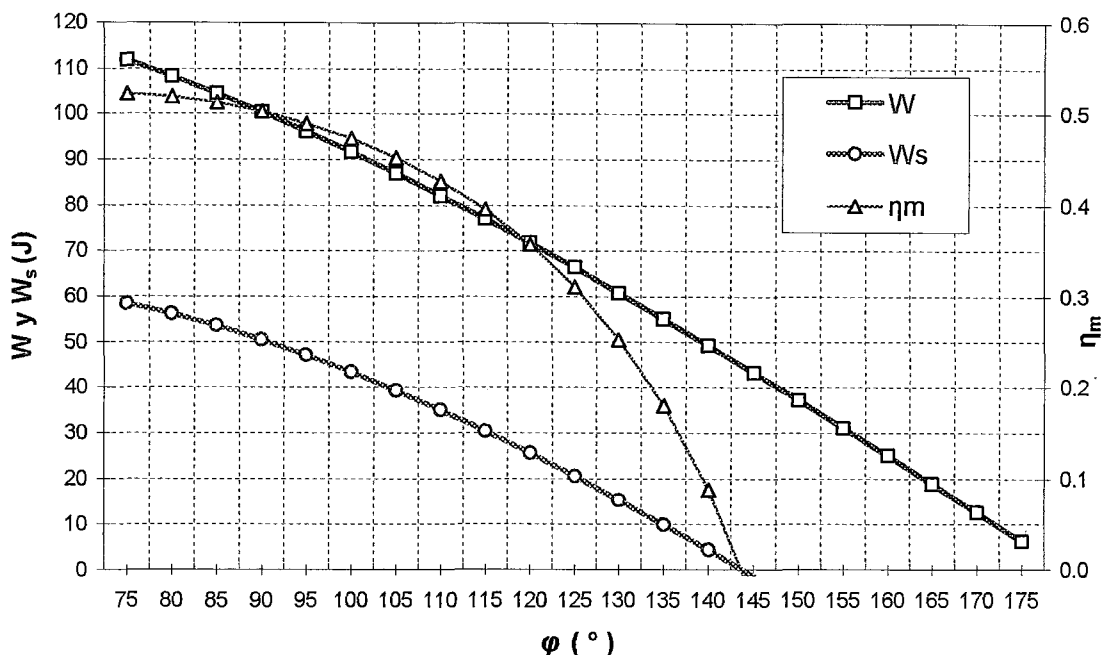


Figura 6.7 Variación de W , W_s y η_m en función de ϕ

Tabla 6.2 Valores de W , W_e , W_c , W_- , W_s (Joule) y η_m en función de ϕ

Φ	75	80	90	100	110	120	130	140	150
W_e	372,5	360,9	335,0	305,8	273,7	239,2	202,5	164,1	124,3
W_c	-260,7	-252,7	-234,5	-214,1	-191,6	-167,4	-141,8	-114,9	-87,0
W	111,7	108,3	100,5	91,7	82,1	71,8	60,8	49,2	37,3
W_-	68,9	67,6	66,3	66,6	68,1	70,6	73,9	77,9	82,5
η_m	0,522	0,519	0,503	0,473	0,427	0,357	0,253	0,088	-0,196
W_s	58,4	56,2	50,7	43,4	35,0	25,6	15,3	4,3	-7,3

• **Influencia de X_{dc} .** En la figura 6.8 se muestra la variación de W , W_s y η_m en función de X_{dc} , para el caso anterior, pero con $k=1$ y $\phi=90^\circ$. Como se puede ver, la eficiencia mecánica no se ve afectada por el incremento de X_{dc} (también X_{de} , X_r), pero el trabajo indicado W y el trabajo al eje W_s disminuyen. Es importante tener en cuenta este efecto al diseñar motores Stirling con intercambiadores de calor, ya que el volumen muerto aumenta por la presencia de estos intercambiadores. Este efecto es mayor en motores que operan con una relación de temperaturas menor.

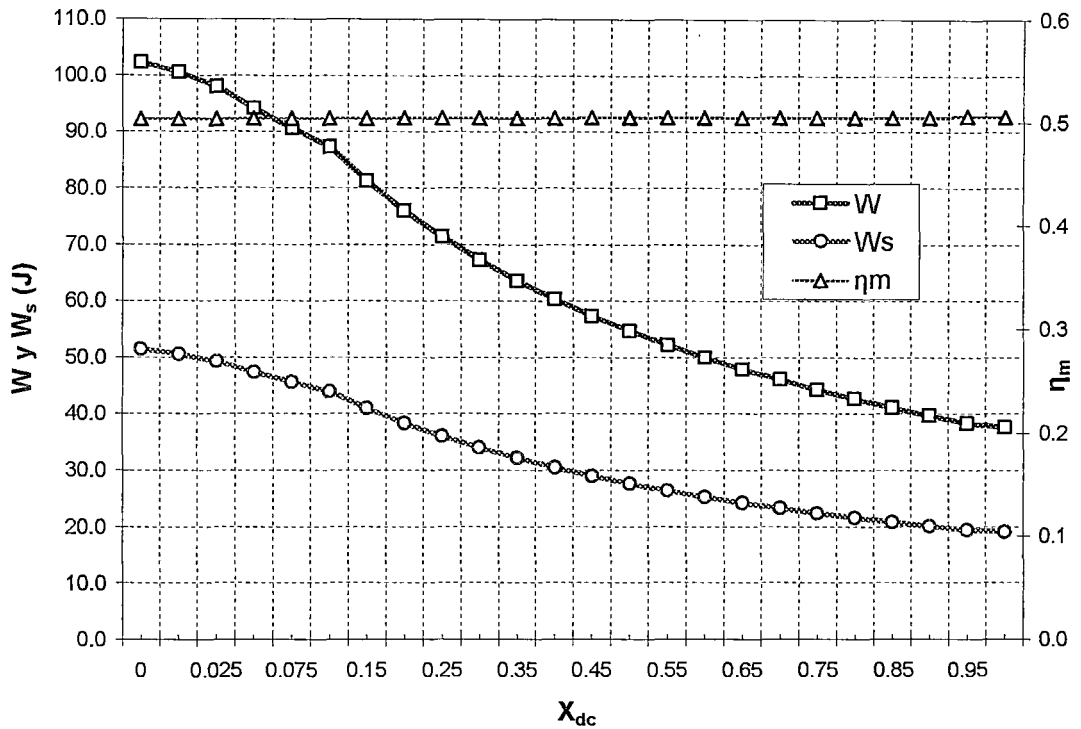


Figura 6.8 Variación de W , W_s y η_m en función de X_{dc}

• **Influencia de la velocidad de rotación.** El incremento de la velocidad tendería a provocar incrementos proporcionales en la potencia, esto es cierto en un rango de velocidades bajas, pero, en un rango mayor de velocidad, las pérdidas aumentan y la potencia disminuye, ya que no hay suficiente tiempo para realizar los procesos de transferencia de calor y masa.

6.3 Análisis Térmico Para la Configuración Beta

La fuente de calor T_H , mostrado en la figura 6.9, representa la temperatura de la flama (en el caso de proporcionar calor por la combustión de un combustible), y el sumidero se encuentra a la temperatura T_C , T_S es la temperatura de la zona caliente (superficie del extremo caliente), y T_O es la temperatura para el lado frío (superficie del extremo frío). T_U y T_L son, respectivamente, la más alta y más baja temperatura del fluido de trabajo. Las magnitudes de estas temperaturas son tales que:

$$T_H > T_S > T_U > T_L > T_O > T_C$$

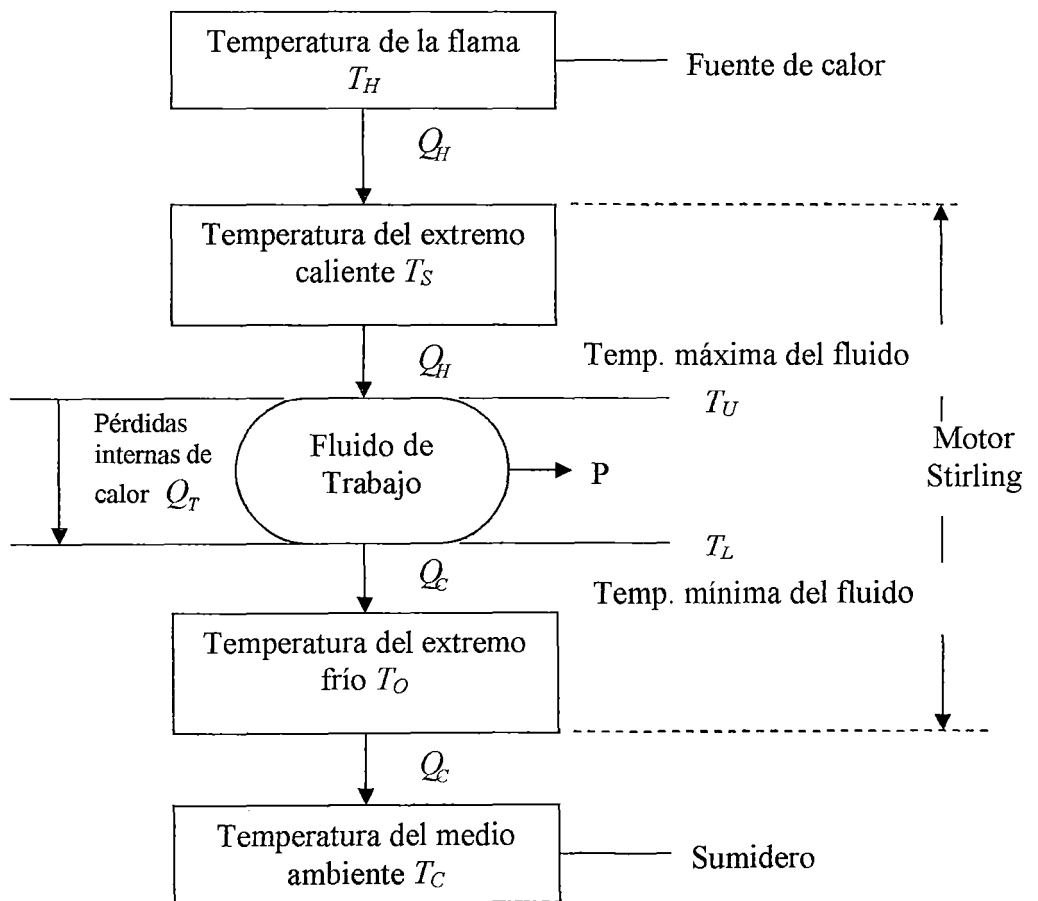


Figura 6.9 Modelo de transferencia de calor general

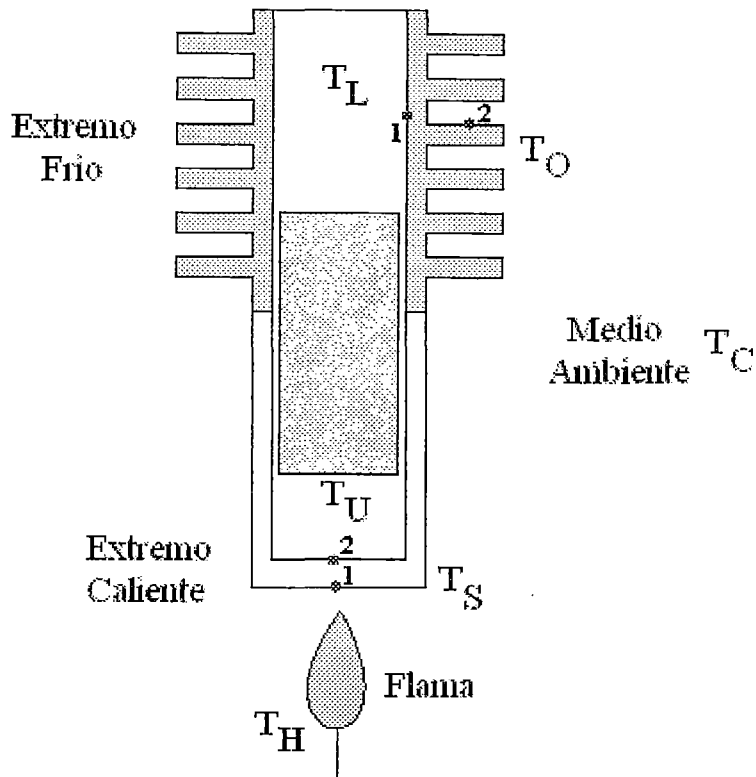


Figura 6.10 Representación del modelo de transferencia de calor general

6.3.1 Calor Suministrado

La transferencia de calor de una fuente de calor a la superficie de la zona caliente es mayormente por radiación cuando T_H es relativamente alta, Q_H puede ser aproximadamente expresado por:

$$Q_H = \alpha \sigma A_{ext} F_R (T_H^4 - T_{S1}^4) \quad (39)$$

Donde

$\sigma = 5,6699 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \times \text{K}^4 = \text{Constante Stefan-Boltzman}$

$\alpha = \text{absortividad}$

$A_{ext} = \text{superficie de la zona caliente del motor}$

$F_R = \text{factor de forma para la radiación visto desde la superficie de la zona caliente a la flama}$

6.3.2 Flujo de Calor Suministrado

$$Q_H = a (T_{S1} - T_U) \quad (40)$$

Cálculo de a :

Luego del calentamiento por la flama, la transferencia de calor se realiza por conducción (aproximadamente unidimensional), la temperatura de la superficie exterior es T_{S1} , y la temperatura de la superficie interior, que está en contacto con la sustancia de trabajo, es T_{S2} .

$$Q_H = k A_{ext} \frac{(T_{S1} - T_{S2})}{e} \quad (41)$$

e = espesor de la pared del cilindro (m)

k = conductividad térmica (W/m·K)

La transferencia de calor desde la superficie interior del cilindro al fluido de trabajo es:

$$Q_H = h_H A_{int,H} (T_{S2} - T_U) \quad (42)$$

Donde:

$A_{int,H}$ = es la superficie interna del espacio caliente

h_H = Coeficiente de transferencia de calor convectivo del espacio caliente

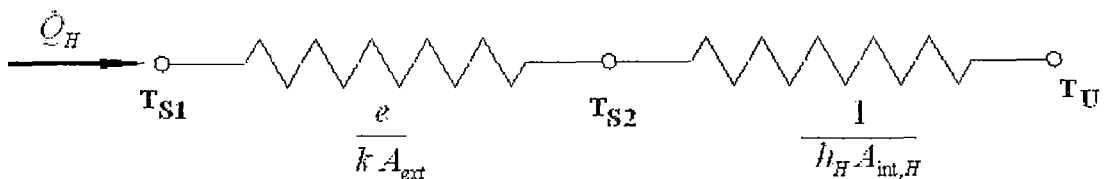


Figura 6.11 Circuito térmico equivalente de a

La resistencia térmica de un metal con alta conductividad es usualmente mucho menor que la resistencia por convección del fluido de trabajo (aire, helio o hidrógeno); “ α ” puede ser simplificado a $h_H A_{int,H}$. Para facilitar la transferencia de calor, $A_{int,H}$ es usualmente fabricado en forma-aleta (micro aletas, etc) de tal manera que $A_{int,H} \gg A_{ext}$.

Influencia de la temperatura en la conductividad del material:

La conductividad térmica (k) del acero inoxidable AISI 304 aumenta con la temperatura. En el caso de los aceros al carbono el valor de k disminuye con la temperatura.

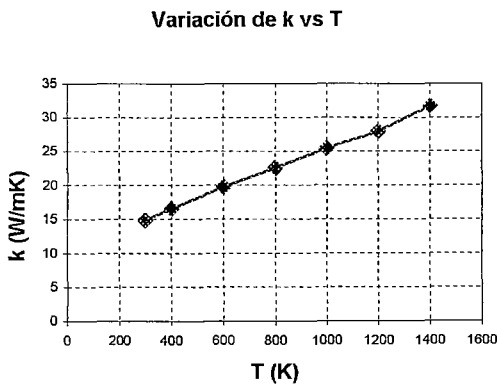


Tabla 6.3 Conductividad térmica vs temperatura

Temp (K)	k (W/m·K)
300	14,9
400	16,6
600	19,8
800	22,6
1000	25,4
1200	28,0
1400	31,7

Figura 6.12 Conductividad térmica del acero inoxidable AISI 304 vs temperatura

6.3.3 Flujo de Calor Rechazado

$$Q_C = b (T_L - T_C) \quad (43)$$

Cálculo de b :

Similarmente, el calor rechazado desde el fluido de trabajo a la superficie exterior de la zona de enfriamiento es

$$Q_C = h_C A_{int,C} (T_L - T_{o1}) \quad (44)$$

$A_{int,C}$ = superficie interna del espacio frío

h_c = Coeficiente de transferencia de calor convectivo del espacio frío

Luego, la transferencia de calor se realiza por conducción (unidimensional en la dirección radial) dentro de la pared del cilindro; la temperatura de la superficie interior, que esta en contacto con la sustancia es T_{O1} ; la temperatura de la superficie exterior es T_{O2} .

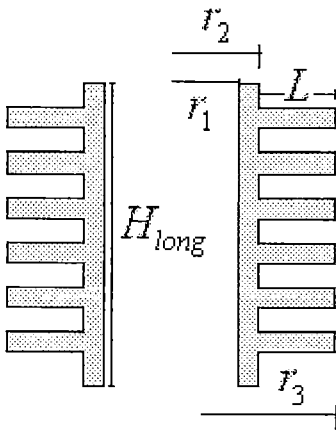


Figura 6.13 Espacio frío

$$Q_c = \frac{2 \pi H_{long} k (T_{O1} - T_{O2})}{\ln(r_2 / r_1)} \quad (45)$$

La transferencia de calor de la superficie exterior de la zona fría al medio ambiente es simplemente por convección a través de las aletas.

Aletas:

Las aletas incrementan la transferencia de calor desde o a una fuente porque incrementan el área efectiva de la superficie. Sin embargo, la aleta misma representa una resistencia de conducción para la transferencia de calor de la superficie original, por lo tanto, la razón de la transferencia de calor de la aleta a la transferencia de calor que existiría sin la aleta se denomina efectividad de la aleta (ϵ_f). Un diseño racional requiere que ϵ_f sea tan grande como sea posible ($\epsilon_f \geq 2$). Aunque la instalación de la

aleta altera el coeficiente de convección de la superficie, este efecto normalmente no se toma en cuenta. La efectividad de la aleta también se intensifica al aumentar la razón del perímetro al área de la sección transversal. Por esta razón se prefiere el uso de aletas delgadas, y poco espaciadas, sin que afecte esto el flujo entre las aletas, que con ello reduzca el coeficiente de convección.

Idealmente el material de la aleta debe tener una conductividad térmica grande para minimizar variaciones de temperatura desde la base hasta la punta. El cobre es superior desde el punto de vista de la conductividad térmica, aunque las aleaciones de aluminio son la elección más común debido a los beneficios adicionales relacionados con el costo y peso, más bajos.

Bajo la condición de estado estable, condición unidimensional (sentido radial), y considerando las propiedades constantes así como el coeficiente de convección sobre la superficie externa:

$$Q_C = h_{ext} A_t \left[1 - \frac{N A_f}{A_t} (1 - n_f) \right] (T_{O_2} - T_C) \quad (46)$$

Donde:

N = número de aletas

$$A_f = 2\pi (r_{3C}^2 - r_2^2)$$

$$r_{3C} = r_3 + t/2$$

$$A_t = N A_f + 2\pi r_2 (H - N t)$$

$$L_C = L + t/2$$

$$A_p = L_C \cdot t$$

$$n_f = f(r_{3C} / r_1, L_C^{3/2} \cdot (h_{ext} / kA_p)^{1/2})$$

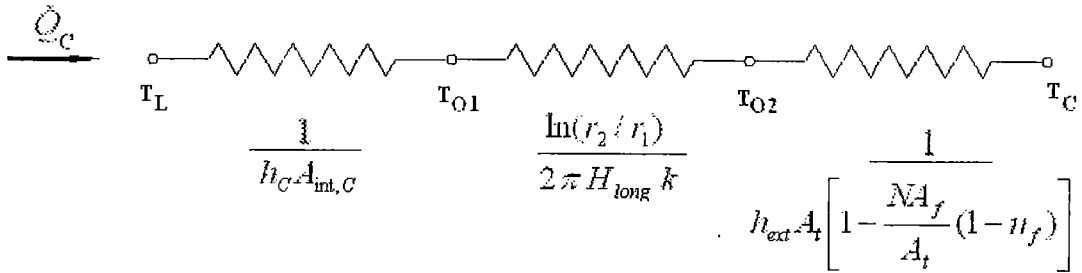


Figura 6.14 Circuito térmico equivalente de *b*

Se asume que la pérdida de energía a través del motor es proporcional a las temperaturas extremas internas T_U y T_L , a razón de:

$$\dot{Q}_T = c (T_U - T_L) \quad (47)$$

En un motor Stirling típico, las fugas de calor se deben a la conducción a través de la estructura que conecta la zona calientes y la fría (incluyendo regenerador, desplazador), a través del fluido de trabajo en si y otros casos como pérdidas por fricción, etc.

CAPITULO VII

CONSTRUCCIÓN Y EXPERIMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EXPERIMENTAL TIPO BETA

7.1 Diseño del Motor Stirling Tipo Beta

Como referencia para el diseño se tuvo un motor Stirling tipo beta, el cual pertenece a la Facultad de Ciencias de la Universidad Nacional de Ingeniería.

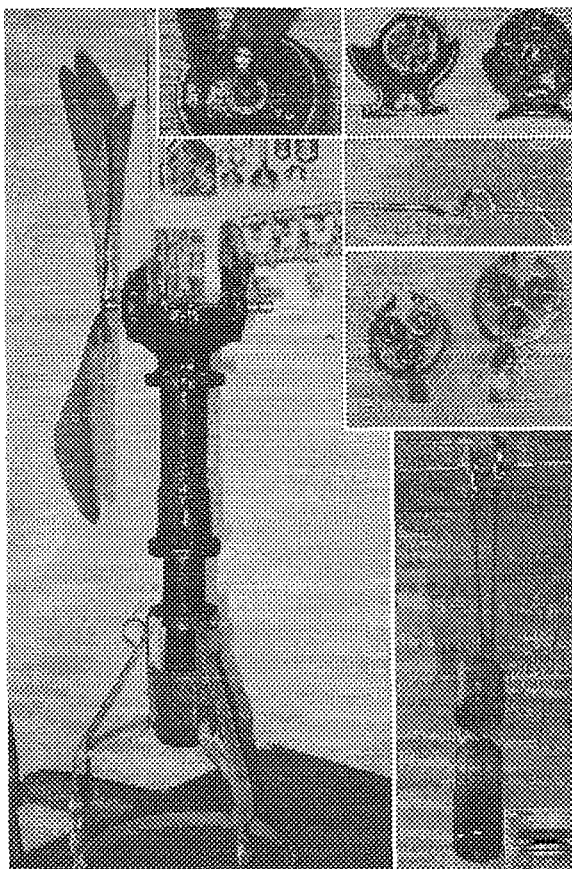


Figura 7.1 Motor Stirling de la Facultad de Ciencias de la UNI

No se tiene referencias sobre la procedencia de este motor, ni de la fecha de fabricación. En este motor, el pistón está hecho de fierro fundido, el cilindro del espacio frío esta hecho de acero al carbono, con una holgura radial de 0,03 mm; el desplazador es de bronce, el cilindro también está hecho de bronce, lo que no permite trabajar con temperaturas muy altas de la fuente caliente. Este motor sólo cuenta con una biela para el pistón; el cigüeñal está construido de un alambre doblado, y tres discos actúan como rodamientos para las bielas y el cigüeñal, todo esto aumenta las pérdidas por fricción, y por lo tanto disminuye la potencia de salida del motor. Los parámetros de diseño de este motor son:

$V_l = 34,66 \text{ cm}^3$	
$k = 0,5$	Diámetro del Cilindro – 39,7 mm
$\varphi = 110^\circ$	Carrera – 28 mm
$X_{de} = 0,175$	Volante – las aletas de un ventilador
$X_{dc} = 0,175$	actúan como volante
$X_r = 0,825$	

El diseño del motor de este trabajo busca tener resultados experimentales confiables para ser comparados con los resultados teóricos. El diseño es para un motor compacto y ligero, utilizando rodamientos en todas las bielas, de esta forma se buscó reducir las pérdidas por fricción al mínimo posible. Hay que recalcar que la configuración beta permite una mayor expansión y tiene un menor volumen muerto. Los parámetros de diseño del presente trabajo son:

$V_l = 106,8836 \text{ cm}^3$	Diámetro del Cilindro – 47,625 mm
$k = 0,5; 0,75 \text{ y } 1$	Carrera del desplazador – 60 mm
$\varphi = 90^\circ$	Volante - Ø 127mm x 20 mm
$X_{de} = 0,022$	Peso del motor: 7,8 kg
$X_{dc} = 0,083$	
$X_r = 0,286$	

Propiedades de los materiales utilizados:

Aluminio. Material dúctil y conformable. Es maquinable, no magnético y no produce chispas. Con densidad $2,7 \text{ g/cm}^3$ y temperatura de fusión $660 \text{ }^\circ\text{C}$. Buena conductividad térmica y eléctrica. Tiene buena resistencia a la corrosión. Su resistencia mecánica se incrementa con la deformación en frío-Cuanto más duro más resistente a la corrosión-. Se utiliza en construcción por su poco peso.

Acero inoxidable austenítico AISI 304. Material que no sufre transformación alotrópica y no es magnético. Con densidad 7.9 g/cm^3 y temperatura de fusión $1397 \text{ }^\circ\text{C}$. No puede ser endurecido por temple (solamente por acritud). Estos tipos de aceros son dúctiles y tenaces. Se sueldan sin dificultad. Son aceros inoxidables muy resistentes a la corrosión.

Para el diseño, es importante tener presente los fenómenos de desgaste:

Desgaste. El desgaste es inevitable donde quiera que hayan cuerpos en contacto, bajo carga y con movimiento relativo. Normalmente, el desgaste no ocasiona fallas violentas, pero:

- Ocasiona reducción de la eficiencia de operación
- Produce pérdidas de potencia por fricción
- Incrementa el consumo de lubricantes
- Es una de las causas más importantes en la pérdidas de materiales
- Conduce al reemplazo y/o recuperación de los componentes desgastados.

La fricción o rozamiento es una de las principales causas de disipación de energía, por lo tanto, el control del rozamiento causará un considerable ahorro energético. El comportamiento frente al desgaste no constituye una propiedad

característica de los materiales, sino que depende de todo un sistema tribológico, generalmente constituido por dos cuerpos, un lubricante y el ambiente. Como consecuencia del desgaste hay desprendimiento de partículas de la superficie de un cuerpo y/o el desplazamiento de material de zonas en contacto, hacia otras zonas. Hay que tener en cuenta las siguientes variables que influyen en el desgaste:

Variables operacionales: Carga aplicada, velocidad, temperatura, tipo de movimiento y duración.

Variables estructurales: Propiedades volumétricas: geometría, dimensiones, composición química, dureza, etc; propiedades superficiales: microestructura, rugosidad, microdureza; área de contacto; propiedades de los lubricantes; y características de la atmósfera.

Dentro de los tipos de desgastes presentes en el motor Stirling se citan los siguientes:

Desgaste abrasivo: producido por partículas duras que penetran en una superficie, ocasionando deformación plástica y/o arrancando el material. Las partículas abrasivas son generalmente partículas no metálicas que se encuentran sueltas. Se presenta en algunos casos en cuerpos en contacto deslizante, etc. En los metales, la resistencia a la abrasión aumenta con la dureza. Se ha encontrado que el desgaste abrasivo depende de la correlación entre la dureza del abrasivo y la dureza del metal. Para reducir la componente abrasiva del desgaste, la dureza del material (H_m) debe ser mayor que la dureza de las partículas abrasivas (H_a). Se recomienda que H_m no sea mayor de 1,3 H_a . En nuestro caso, al ser el cilindro y el pitón de aluminio, tenemos $H_m/H_a=1$.

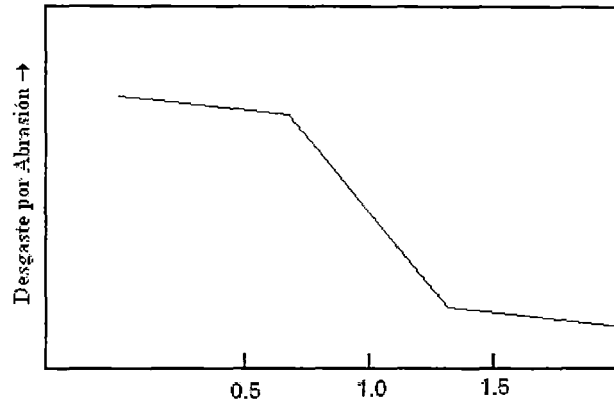


Figura 7.2 Desgaste por abrasión vs H_m/H_a

Los factores más importantes que hacen disminuir la abrasión son los siguientes: Aumento de la dureza del material, control de la relación entre la dureza de la superficie y del abrasivo, disminución del tamaño de las partículas abrasivas, forma de partículas redondas, disminución de la velocidad, disminución de la carga.

Desgaste Adhesivo: El desgaste adhesivo, también llamado desgaste por fricción, se presenta entre dos superficies en contacto deslizante bajo la acción de las cargas normales.

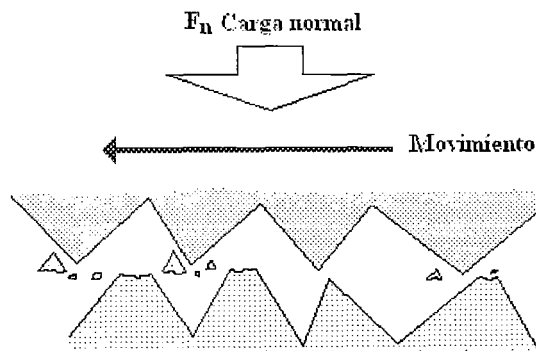


Figura 7.3 Desgaste Adhesivo

Las puntas (picos de las asperezas) de las dos superficies sufren deformaciones plástica y soldadura en frío (adhesión). Al producirse el movimiento, las uniones soldadas se rompen por cizalladura, tomando lugar la separación en el interior del cuerpo de menor dureza. La fractura se produce en zonas subsuperficiales de uno o

ambos materiales, como se indica en la figura 7.3. La aplicación de ciertos aditivos a los lubricantes, como compuestos de cloro o de azufre tienen como finalidad la fragilización de las soldaduras. Sin embargo, es importante indicar que el fenómeno de desgaste adhesivo es muy complejo, y en él pueden intervenir muchas variables de las que se indican aquí. La rugosidad también puede tener efectos contrapuestos. Una rugosidad alta generalmente produce mucho desgaste. Una rugosidad moderada le confiere a la superficie capacidad de retener lubricantes. Por otra parte, una rugosidad excesivamente baja (superficie muy pulida) puede favorecer los fenómenos adhesivos y conducir a un desgaste acelerado, pues no retendrá los lubricantes.

Es importante tener en cuenta los coeficientes de rozamiento para diferentes materiales. El rozamiento por deslizamiento entre materiales duros es más pequeño que el que se origina entre superficies más blandas.

Tabla 7.1 Coeficientes de rozamiento estático y deslizando [36]

Material	Estático		Deslizante	
	Seco	Lubricado	Seco	Lubricado
Acero duro sobre acero duro	0,78	0,11	0,42	0,029
Acero dulce sobre acero dulce	0,74	...	0,57	0,09
Aluminio sobre acero dulce	0,61	...	0,47	...
Aluminio sobre aluminio	1,05	...	1,4	...

Pandeo

Las bielas se analizan como columnas y se debe tener en cuenta la carga axial máxima para limitar la presión de operación.

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L/r)^2} \quad ; \quad P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

P_{cr} : carga axial máxima o crítica sobre la biela justamente antes de que empiece a pandearse.

σ_{cr} : Esfuerzo crítico, el cual es un esfuerzo promedio en la biela, precisamente antes de que se pandee, es un esfuerzo elástico, y debe cumplir que $\sigma_{cr} \leq \sigma_Y$

E : módulo de elasticidad

L : Longitud no soportada de la biela cuyos extremos están articulados

r : radio de giro mínimo de la biela, determinado por $r = \sqrt{I/A}$, donde I es el menor momento de inercia de la sección transversal de la columna y A es el área de la sección transversal de ésta.

Para nuestro caso, la sección transversal de la bielas tienen un área y un momento de inercia de $A = 40.323 \text{ mm}^2$ y $I = 33.873 \text{ mm}^4$, respectivamente. Para el material tenemos $E_{Al} = 69 \times 10^3 \text{ MPa}$ y $\sigma_{Y, Al} = 28 \text{ MPa}$ [37].

Tabla 7.2 Carga y esfuerzo máximos para las bielas

	L	P_{cr}	σ_{cr}
Desplazador	224	459,7 N	11,4 MPa
Pistón $k=0.5$	301	254,6 N	6,3 MPa
Pistón $k=1$	292	270,5 N	6,7 MPa

Las bielas se diseñan largas para minimizar la carga lateral sobre el pistón y la varilla del desplazador.

Volante

Un volante de inercia es un elemento totalmente pasivo, aporta al sistema una inercia adicional, necesaria para llevar a cabo la compresión. Al incrementarse la inercia del sistema, en igualdad de condiciones, se reducen las fluctuaciones de velocidad cuando hay cambios en el par motor o en el par solicitado al motor. El momento de inercia se calcula:

$$I = \frac{1}{4} m_v D_m^2$$

D_m : Diámetro medio de la volante

m_v : masa de la volante

Efecto de la Concentración de Esfuerzos

El diseño del cigüeñal involucra una reducción considerable de la sección transversal, producida por la transición del disco al eje, esto origina una alta concentración de esfuerzos. Al estar sometido el cigüeñal a cargas fluctuantes es imprescindible reducir este efecto para evitar la falla del componente. La concentración de esfuerzos se disminuye considerablemente dando a las transiciones contornos suaves. Por ello, se construye el componente del cigüeñal de la siguiente manera:

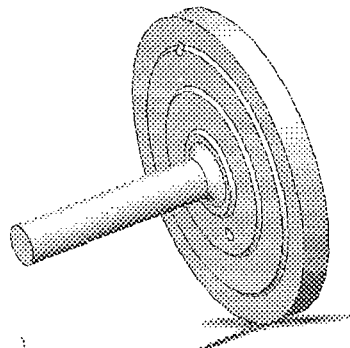


Figura 7.4 Transición eje-disco del cigüeñal

Costos de Materiales Para la Fabricación del Motor

Tabla 7.3 Costos de Materiales

Pieza	Componentes	Costo/kilo	kilo	Costo/Unidad	Unidades	Costo(\$/.)
Cilindro	Tubo Inox Ø2"x1/16"x7"			10	1	10,0
	Disco Inox Ø4 1/2"x5/16"			8	1	8,0
	Tapa Inox 3"x1/4"			3	1	3,0
	Soldadura-TIG			8	2	16,0
	Empaquetadura			4	1	4,0
	Pernos Inox 1/4"x1/2"			0,7	6	4,2
						45,2
Desplazador	Tapa Inox 3"x1/4"			3	2	6,0
	Tubo Inox Ø1 3/4"x1/16"x7"			8	1	8,0
	Varilla Inox Ø1/4"x12"			2	1	2,0
	Soldadura			3	1	3,0
						19
Bielas	Platinas de Al 1/2"x1/8"x12"			2,5	5	12,5
	Rodamientos Ø1/8"x 5/16"x 7/64"			3	10	30,0
						42,5
Aletas	Bloque de Al Ø6"x7"	9	8,76		1	78,8
						78,8
Soporte	Bloque de Al Ø4"x6" Pernos de 3/16"x1/12"	9	3,34	0,5	12	30,0
						6,0
						36,0
Pistón	Bloque de Al Ø2"x4"	9	0,56		1	5,0
						5,0
Apoyos	Bloque de Al 1"x4"x8" Rodamientos Ø10x26x8mm	9	1,42	10	2	25,5
						20,0
						45,5
Cigüeñal	Bloque de Al Ø3"x7" Varilla Inox Ø1/8"x6" Pernos de 1/8"x1/2" Arandelas Ø1/8"	9	2,19		1	1,0
						7,2
						0,6
						12
						28,5
Volante	Bloque de Al Ø6"x"1 1/2"	9	1,88			16,9
						16,9
Trípode	Platinas Inox 1"x1/8"40" Disco Inox Ø5"x3/8"			10	1	10,0
						10,0
						20,0
Costo Total (\$/.)						337,4

Costo en dólares americanos: \$ 103,3

Costo en euros: € 80,3

7.2 Construcción

La construcción se realizó en el Laboratorio N° 4 (pabellón S) de la FIM-UNI.

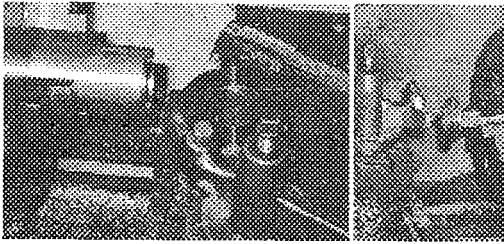


Figura 7.5 Cilindro

La cámara para el espacio caliente se construyó de un retazo de tubo de $\varnothing 2''$ y $1/16''$ de espesor de inoxidable AISI 304, donde la tapa inferior y la brida

son soldadas -por proceso TIG sin material de aporte y con Argón- para garantizar la hermeticidad de la zona caliente.



Figura 7.6 Desplazador

El desplazador, se construyó del mismo material, con $\varnothing 1\frac{3}{4}''$ y $1/16''$ de espesor. Las tapas del desplazador se colocan con ajuste H7/n6, verificando que no se ensanche el diámetro exterior del desplazador. La tapa superior es unida a una varilla de acero AISI 304 ($\varnothing \frac{1}{4}''$)

mediante un punto de soldadura; la holgura entre el desplazador y el cilindro es de $1/16''$ (1.58 mm), en este caso el desplazador actúa como regenerador.

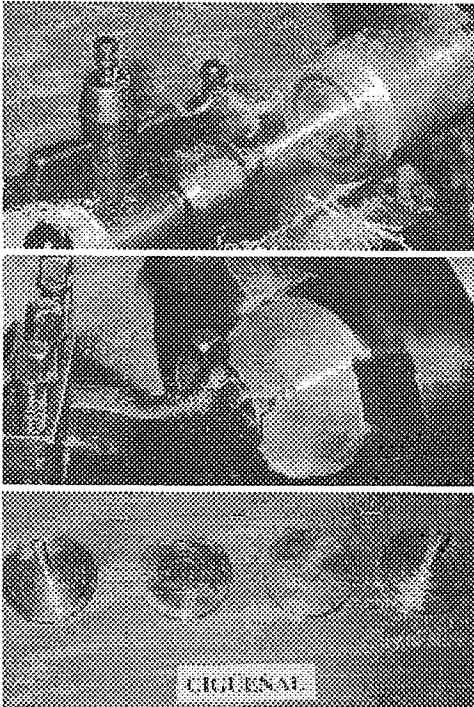


Figura 7.7 Cigüeñal

El cigüeñal es construido por partes; consta de 4 discos de aluminio de \varnothing_{ext} 76 mm y 7 mm de espesor, de los cuales 2 discos tienen un eje de \varnothing 10 mm con ajuste H7/k6 para los rodamientos. La transición de la sección del disco al eje debe ser progresiva, de modo que se evite un cambio brusco y de este modo origine una alta concentración de esfuerzos y con ello la falla del componente.

Los discos son unidos mediante pines de acero inoxidable AISI 304, los cuales actúan como brazos de la manivela; son asegurados mediante pernos Allen de \varnothing $\frac{1}{8}$ " , estos pines son desmontables para realizar las pruebas con diferentes valores de k . Al ensamblar el cigüeñal con las bielas se utilizan arandelas a ambos lados de las bielas para evitar un contacto directo de las bielas con los discos durante el funcionamiento. Durante la manufactura de todas las piezas de aluminio es necesario utilizar petróleo como lubricante.



Figura 7.8 Bielas

Las bielas para el pistón y para el desplazador se construyen de platinas de

aluminio de $\frac{1}{2}$ " x $\frac{1}{8}$ " en las cuales se alojan pequeños rodamientos de bolas de \varnothing $\frac{1}{8}$ " x

$\frac{5}{16}$ " x $\frac{7}{64}$ " .

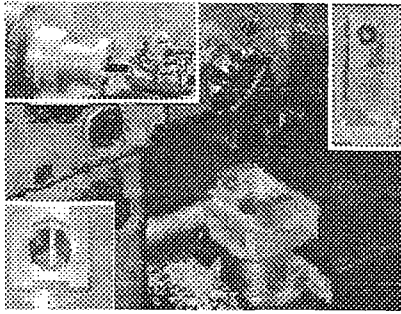


Figura 7.9 Soporte cilíndrico y apoyo

Los apoyos para el cigüeñal se construyen de aluminio, donde se alojan los rodamientos de $\text{Ø}10 \times 26 \times 8$ mm, del mismo material es el soporte cilíndrico.

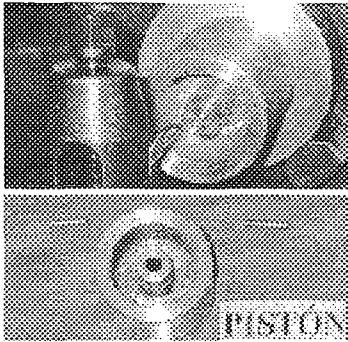


Figura 7.10 Pistón

El pistón se construye de aluminio con un eje agujero central. El pistón va a estar sometido a rozamiento tanto por el cilindro, como por la varilla de inoxidable.

Se hacen ranuras en el pistón para

almacenar el lubricante durante el funcionamiento. Se une el pistón con la bielas mediante pines de $\text{Ø } \frac{1}{8}$ "; se colocan arandelas a ambos lados de las bielas para evitar que las bielas se desplacen sobre los pines durante el funcionamiento. La holgura entre el cilindro y el pistón es 0,025 mm. Al agujero central se le paso un escariador.

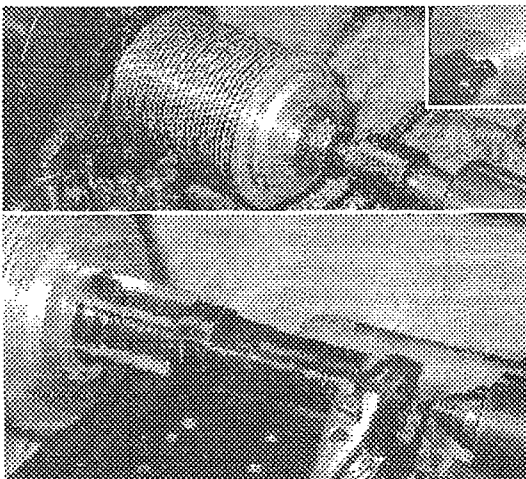


Figura 7.11 Cilindro con aletas

El cilindro para el espacio frío se construye de aluminio, el cual es una sola pieza con las aletas. Las aletas de construyen delgadas, y poco espaciadas.

Para un buen acabado superficial del interior del cilindro se le paso un escariador.

Se coloca una empaquetadura como aislante de calor entre el cilindro de acero inoxidable y el cilindro del espacio frío, este aislante está hecho de una plancha de amianto comprimido, la cual tiene las siguientes características:

Condición máxima de servicio:

Temperatura	400°C (750°F)
Presión	30 kg/cm ² (29 Bar)

El despiece del motor con todos sus componentes se muestra en la figura 7.12

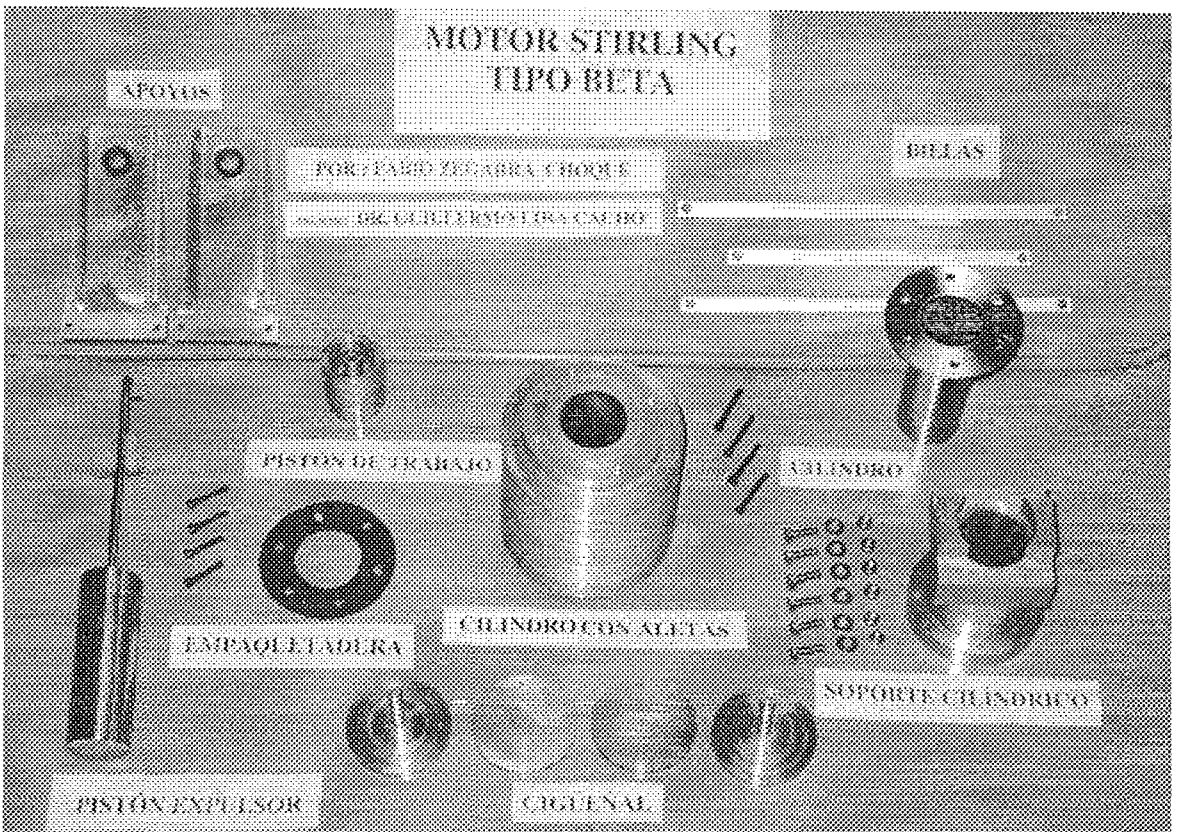


Figura 7.12 Despiece del Motor Stirling tipo Beta

El ensamble del mecanismo se muestra en la figura 7.13; como se puede observar se buscó reducir la distancia entre el pistón y el desplazador para reducir el volumen muerto (distancia entre émbolos \approx 1 a 2 mm).

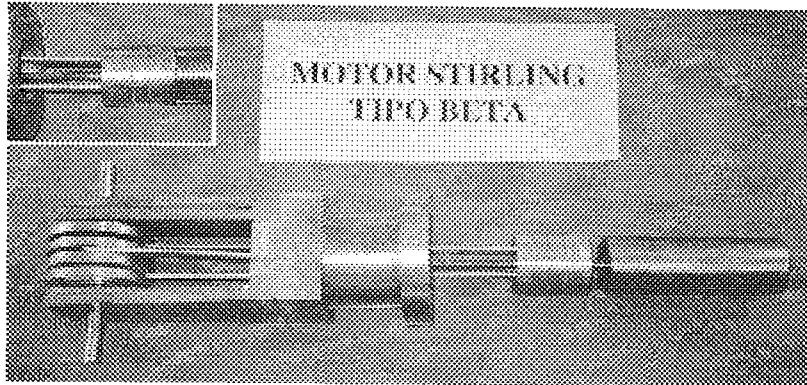


Figura 7.13 Ensamble del mecanismo

7.3 Banco de pruebas

Para la medición de los parámetros del motor Stirling construido se monta un banco de pruebas, como se muestra en la figura 7.14.

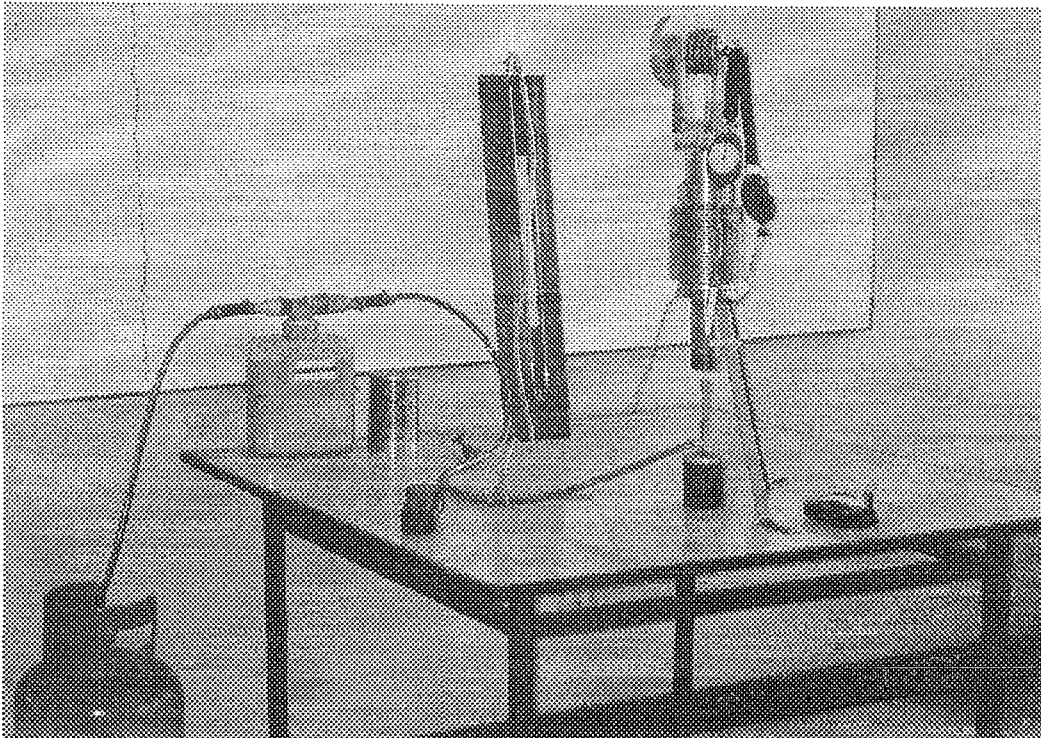


Figura 7.14 Disposición del banco de pruebas

Para medir la potencia se mide el torque y la velocidad de rotación. El torque se mide mediante dos dinamómetros, unidos mediante una faja plana (2x25 mm), la faja se apoya sobre el eje del cigüeñal, para medir las fuerzas con el menor radio

posible ($r=5$ mm). Además, se emplea un templador para variar la fuerza que se aplica, ver figura 7.15.

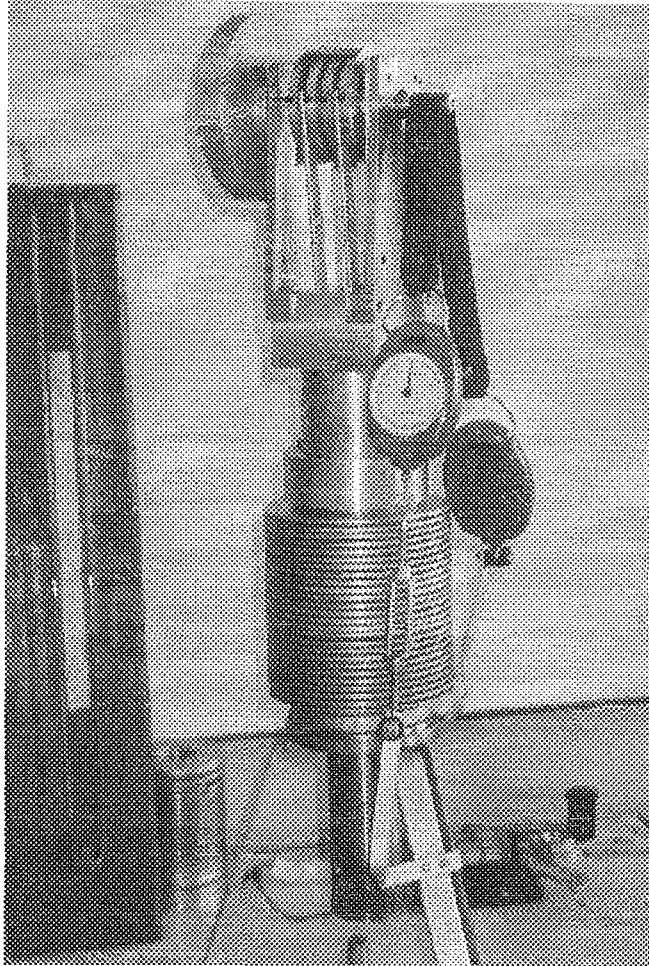


Figura 7.15 Freno Prony

7.4 Instrumentación Utilizada

- Medidor de volumen de gas de desplazamiento positivo: medición del volumen del gas combustible (m^3).

Rango: $0,04 - 6 m^3/h$

Marca: BK4 KROM SCHRODER, modelo G4

- Cronómetro: medición del tiempo para determinar el flujo de gas combustible, y para controlar el tiempo de operación del motor (min : s).

Precisión: 0,1 s

- Dinamómetro: medición de las fuerzas del par del motor (kg).

Rango: 0 - 5 kg

Marca: Camry

- Tacómetro digital: medición de las RPM del motor (RPM).

Rango: de 0 a 3000 rpm

Precisión: 0,5 rpm

Marca: Digital Hand Tachometer - Blue Point MT 139A

- Termocupla: medición la temperatura de las aletas y de la tapa inferior del cilindro caliente (°C).

Rango: 0-1000 °C

Precisión: 1 °C

- Manómetro en U: medición de la presión del gas combustible (mm H₂O).

Rango: 0 - 400 mm H₂O

Precisión : 0,1 cm de H₂O

7.5 Estudio Experimental

Se miden los parámetros del motor para dos casos: con $k=0,5$ y $k=1,0$.

Marcha en Vacío ($k = 0,5$)

Tabla 7.4 Datos de la marcha en vacío para $k=0,5$

	Tiempo (min:s)	RPM
0	01:30	0
1	02:12	190
2	02:20	210
3	02:30	237
4	03:00	331
5	03:30	350
6	03:50	385
7	04:30	438
8	05:00	480
9	05:30	501
10	06:00	517
11	06:30	539
12	07:00	555
13	07:30	554
14	08:00	444
15	09:00	480
16	09:30	446
17	10:00	501
18	10:30	506
19	11:00	503
20	11:30	512
21	12:00	513
22	12:30	518
23	13:00	521
24	13:30	524
25	14:00	536
26	14:30	531
27	15:00	538
28	15:30	558
29	16:00	571
30	16:30	563
31	17:00	555

Arranque: 1:30 min. Calentando el aire con un flujo de calor de 171 W el motor enciende con 153,90 kJ

Se retira la fuente de calor: 17:00 min

Se detiene: 22:36 min

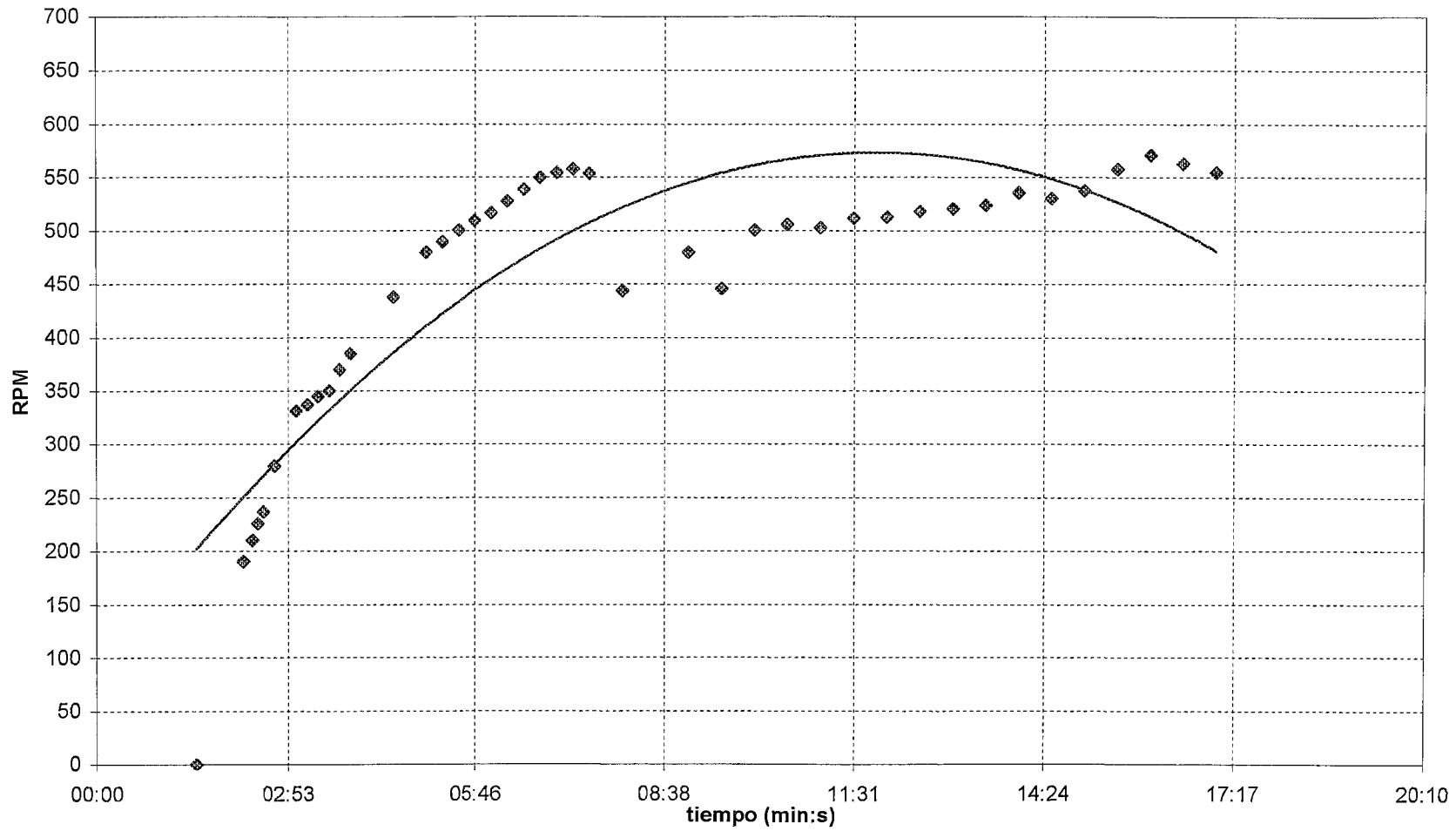


Figura 7.16 Marcha en vacío, para $k=0,5$

Datos Operativos ($k = 0,5$):Presión (mm H₂O): 320

Consumo de combustible: 1 litro en 1:43 min

Flujo (litro/s): 0,0083

Poder calorífico del gas (J/litro): 98800

Flujo de calor entregado (W): 823,33

 $r = 5 \text{ mm}$ Tabla 7.5 Datos operativos para $k=0.5$

Tiempo(min:s)	T1(kg)	T2(kg)	(T1-T2)*r (N.m)	RPM	Potencia (W)	Eficiencia (%)
15:40	2,5	0,3	0,108	303	3,42	0,42
16:40	2,3	0,3	0,098	342	3,51	0,43
17:15	2,1	0,3	0,088	370	3,42	0,42
18:40	2,0	0,3	0,083	372	3,25	0,39
19:40	1,8	0,3	0,074	415	3,20	0,39
21:00	1,6	0,26	0,066	440	3,03	0,37
21:56	1,4	0,26	0,056	456	2,67	0,32
22:30	1,2	0,25	0,047	472	2,30	0,28
25:15	1,0	0,25	0,037	490	1,89	0,23
26:00	0,8	0,2	0,029	470	1,45	0,18
27:00	0,6	0,1	0,025	490	1,26	0,15
28:00	0,4	0,05	0,017	493	0,89	0,11
28:40	0,2	0	0,010	503	0,52	0,06
29:30	0	0	0,000	520	0,00	0,00
30:00	0	0	0,000	520	0,00	0,00

Se retira la fuente de calor: 30:00 min

Se detiene: 35:00 min

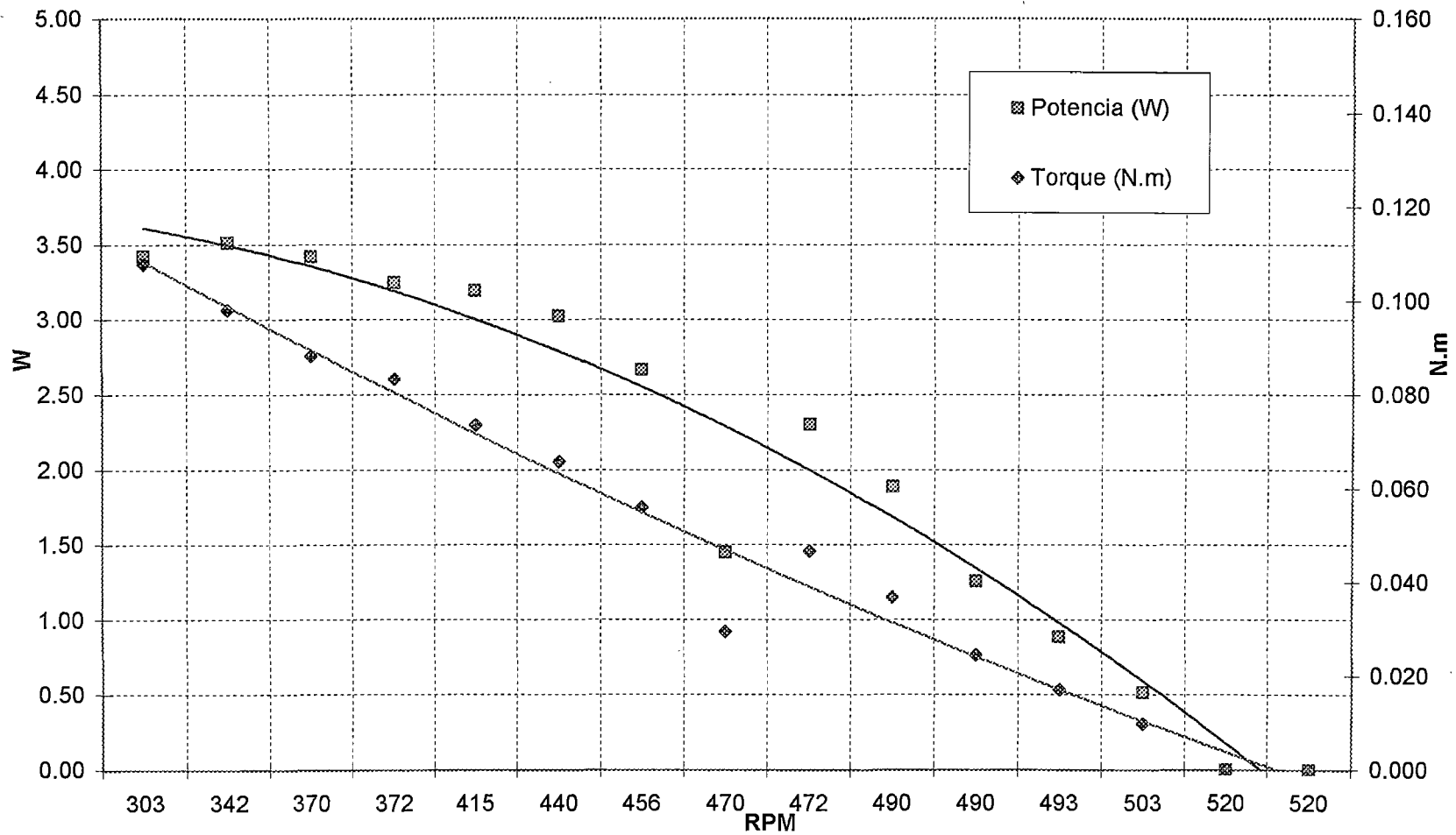


Figura 7.17 Potencia y Torque vs RPM-($k=0,5$)

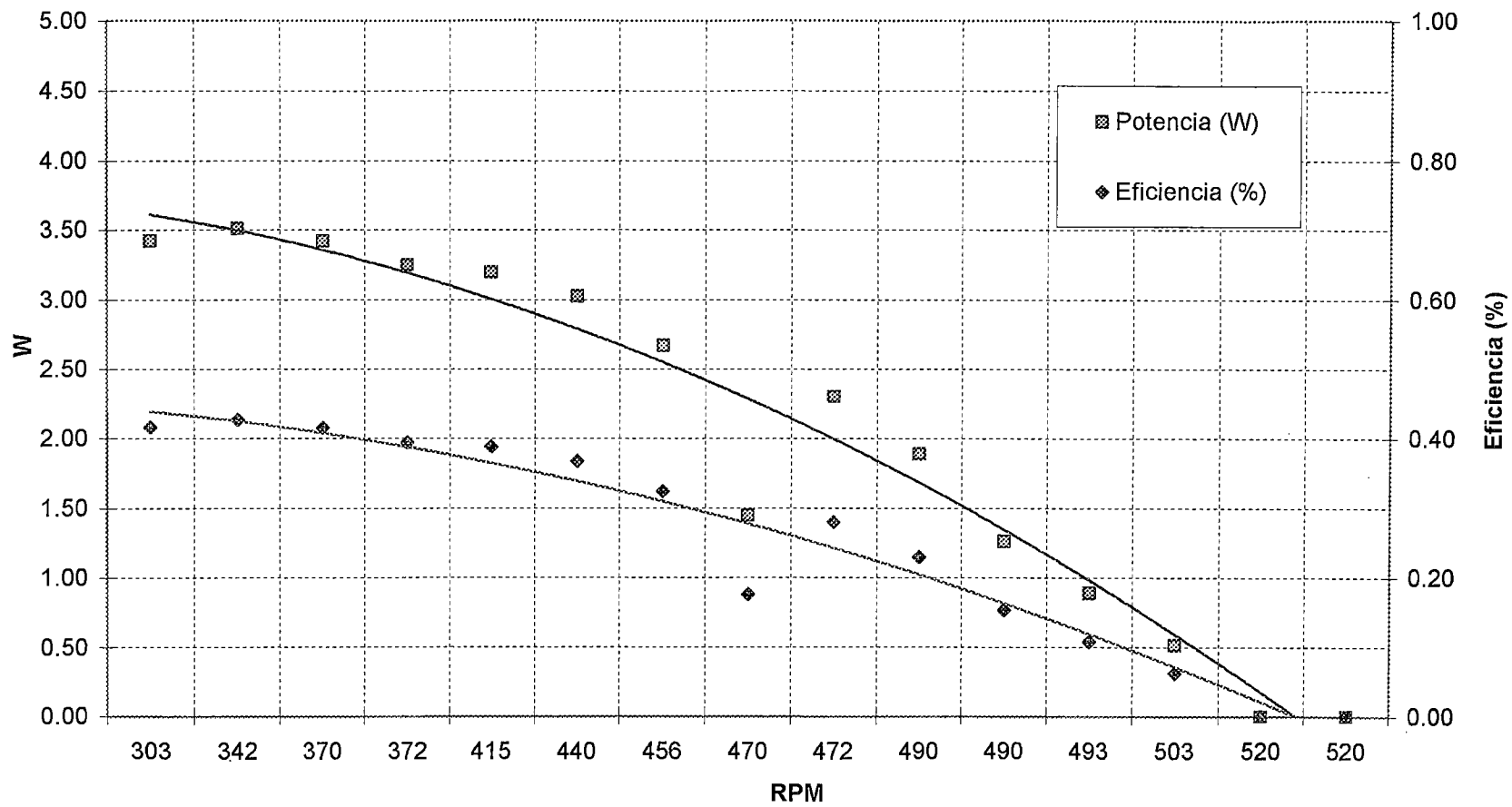


Figura 7.18 Potencia y Eficiencia vs RPM-($k=0,5$)

Marcha en Vacío ($k = 1,0$)

Tabla 7.6 Datos de la marcha en vacío para $k=1,0$

	Tiempo (min:s)	RPM
0	04:00	0
1	05:00	430
2	06:00	460
3	07:00	497
4	08:00	504
5	08:30	512
6	09:00	514
7	10:00	520
8	12:00	531
9	13:00	550
10	14:00	570
11	15:00	580
12	16:00	605
13	17:00	650

Arranque: 4:00 min. Calentando el aire con un flujo de calor de 171 W el motor enciende con 410,40 kJ

Se retira la fuente de calor: 17:00 min

Se detiene: 18:45 min

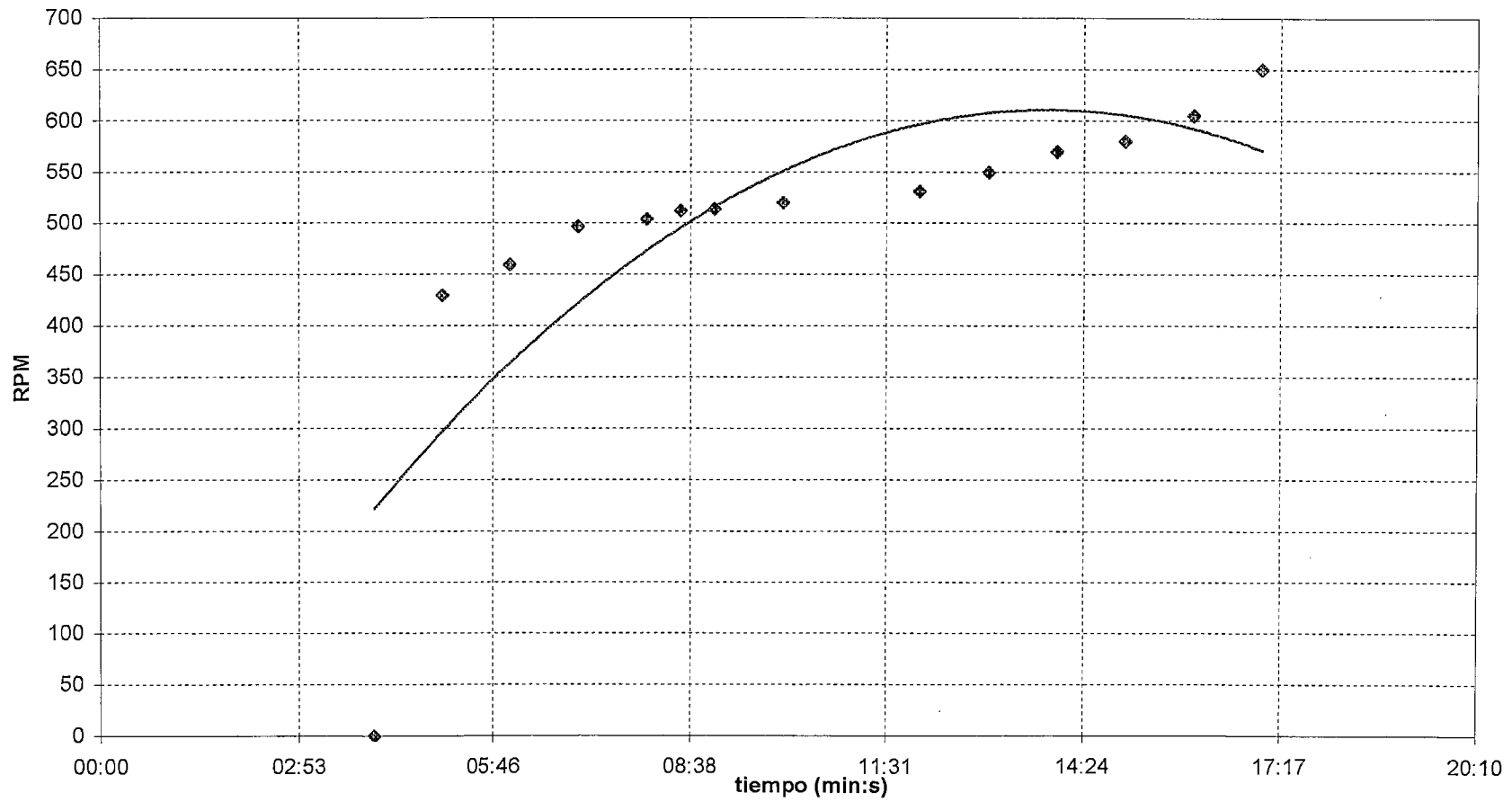


Figura 7.19 Marcha en vacío para $k=1,0$

Datos Operativos ($k = 1,0$):Presión (mm H₂O): 325

Consumo de combustible: 1 litro en 1:47min

Flujo (litro/s): 0,0083

Poder calorífico del gas (J/litro): 98800

Flujo de calor entregado (W): 823,33

Tabla 7.7 Datos operativos para $k=1,0$

Tiempo(min:seg)	T1(kg)	T2(kg)	(T1-T2)*r (N.m)	RPM	Potencia (W)	Eficiencia (%)
07:00	0,2	0,000	0,01	540	0,6	0,07
08:15	0,4	0,000	0,02	538	1,1	0,13
09:00	0,6	0,000	0,03	532	1,6	0,20
09:30	0,8	0,000	0,04	520	2,1	0,26
10:00	1,0	0,050	0,05	516	2,5	0,31
11:00	1,2	0,050	0,06	486	2,9	0,35
11:30	1,4	0,100	0,06	468	3,1	0,38
13:00	1,6	0,150	0,07	467	3,5	0,42
13:30	1,8	0,200	0,08	453	3,7	0,45
14:15	2,0	0,200	0,09	436	4,0	0,49
15:00	2,2	0,200	0,10	400	4,1	0,50
15:30	2,4	0,250	0,11	360	4,0	0,48
16:00	2,6	0,250	0,12	347	4,2	0,51
16:30	2,8	0,275	0,12	328	4,3	0,52
17:20	3,0	0,275	0,13	298	4,2	0,51
17:45	3,1	0,300	0,14	288	4,1	0,50
18:30	3,2	0,300	0,14	283	4,2	0,51
19:30	2,8	0,275	0,12	316	4,1	0,50
20:00	2,6	0,275	0,11	358	4,3	0,52
20:30	2,4	0,275	0,10	377	4,1	0,50
21:00	2,2	0,250	0,10	417	4,2	0,51
21:30	2,0	0,200	0,09	438	4,0	0,49
22:00	1,8	0,200	0,08	450	3,7	0,45
22:30	1,6	0,200	0,07	472	3,4	0,41
23:00	1,4	0,150	0,06	508	3,3	0,40
23:30	1,2	0,150	0,05	530	2,9	0,35
24:00	1,0	0,100	0,04	554	2,6	0,31
24:30	0,8	0,100	0,03	558	2,0	0,24
25:30	0,6	0,100	0,02	518	1,3	0,16
26:00	0,4	0,000	0,02	540	1,1	0,13
27:00	0,2	0,000	0,01	931	1,0	0,12
28:00	0,0	0,000	0,00	600	0,0	0,00

Se retira la fuente de calor: 28:00 min

Se detiene: 29:30 min

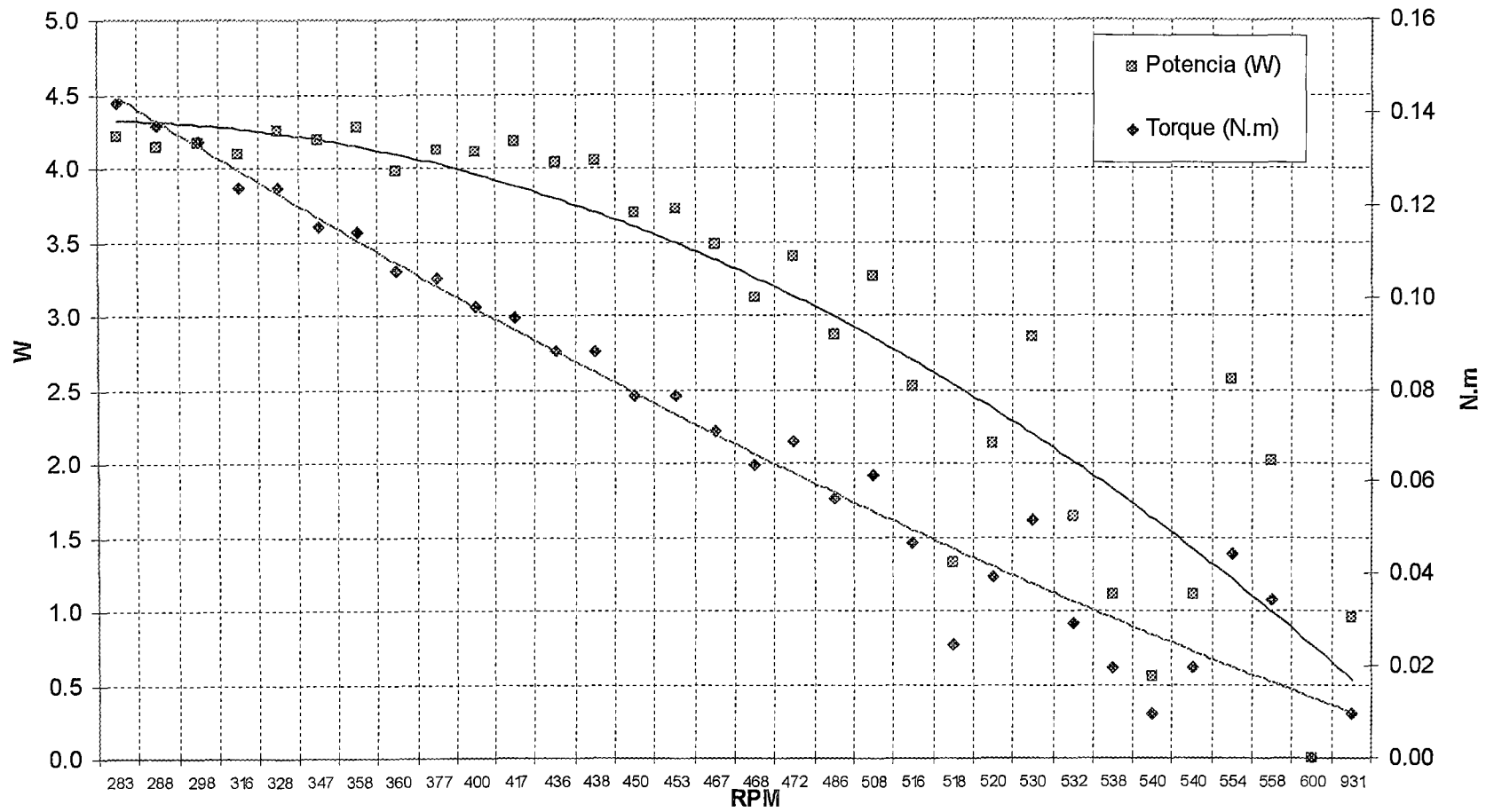


Figura 7.20 Potencia y Torque vs RPM-($k=1,0$)

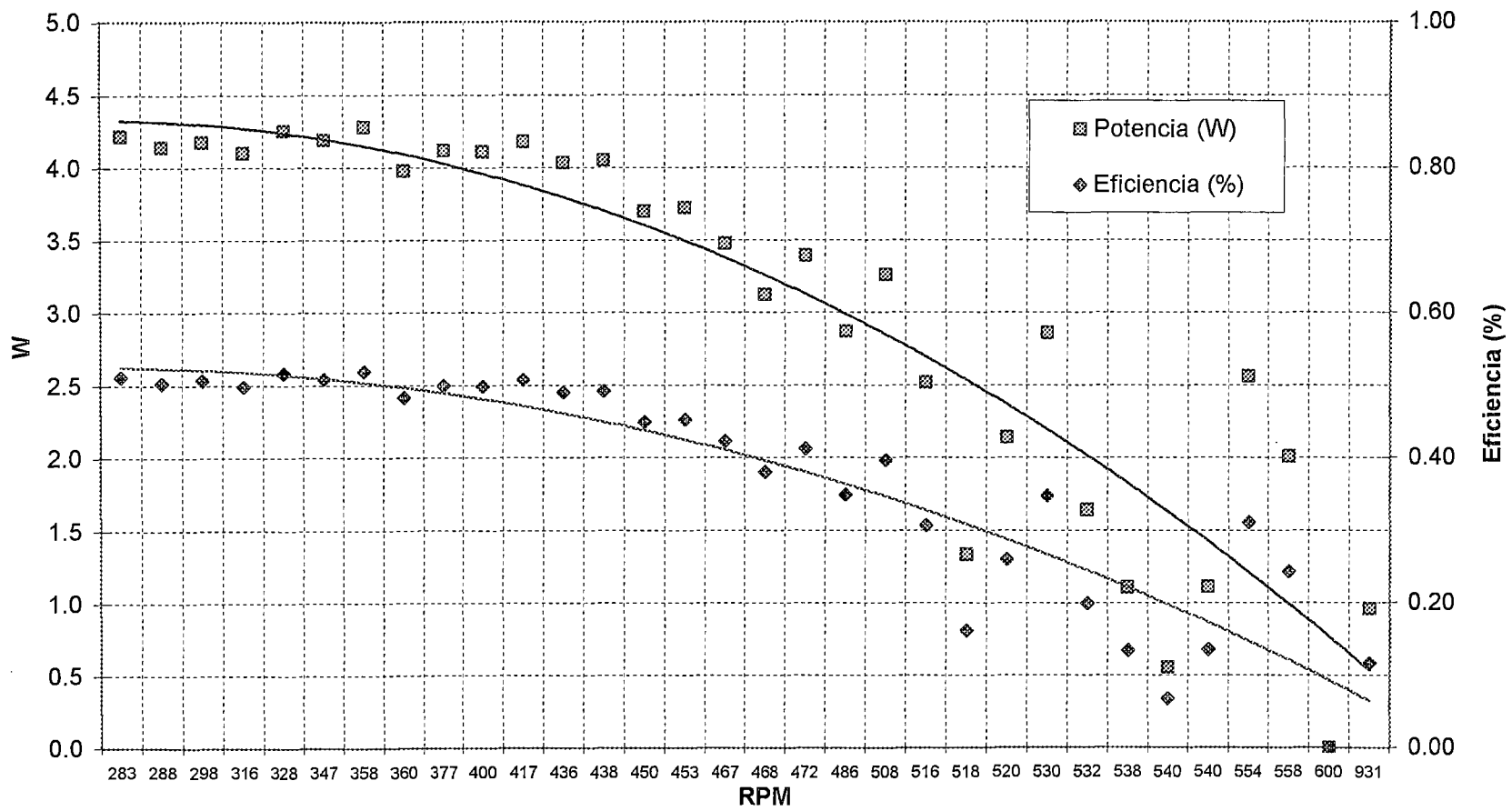


Figura 7.21 Potencia y Eficiencia vs RPM-($k=1,0$)

CONCLUSIONES

Se ha mostrado teóricamente que el ciclo Stirling alcanza la eficiencia térmica más alta. Además, se ha mostrado que el ciclo Stirling alcanza la eficiencia mecánica más alta. Por lo tanto, teóricamente el motor Stirling alcanza el trabajo al eje efectivo más alto.

En teoría, el motor Stirling, es el motor más eficiente para convertir la energía calorífica en trabajo mecánico.

Al incrementar la temperatura de la fuente caliente (T_H), y con un menor valor de la relación de temperaturas de operación (τ) se alcanza mayores valores de la eficiencia mecánica y de la potencia.

La presión óptima de amortiguamiento para conseguir la máxima eficiencia mecánica, es prácticamente igual a la presión media del ciclo. Al operar el motor con una presión de amortiguamiento igual a la presión atmosférica, el valor de la eficiencia mecánica cae considerablemente, y con ello la potencia al eje.

Para menores valores de la relación de volúmenes de barrido (k), el diagrama $P-V$ obtenido por el análisis termodinámico de Schmidt, tiende a la forma de ciclo Stirling ideal.

Los parámetros óptimos, según el análisis de Schmidt, para conseguir la máxima potencia son: valor de la relación de volúmenes de barrido (k) cercano a 1,0; valor del ángulo de desfase entre las manivelas del pistón y del desplazador cercano a 90° ; y el valor del volumen muerto debe ser lo menor posible.

Experimentalmente, la fuente de calor entrega un flujo un flujo de 823 W, del cual ingresan 171 W al espacio caliente (652 W se pierden por convección y radiación); luego, en el interior del motor se produce una pérdida de energía a razón de 167 W (la potencia al eje, en promedio, es 4 W); de la cual 126,75 W se pierden dentro del motor y 40,25 W se extraen por las aletas.

Con una temperatura de $T_U=612$ K y $T_L=557$ K ($\tau=0,91$), y para un valor de relación de volúmenes de barrido igual a 0,5; mediante el programa *BETA* se obtuvo un trabajo indicado igual a 0,649 J. Para una efectividad del mecanismo $E=0,963$, según el teorema IV, se obtuvo una eficiencia mecánica de 92,6 %, con una presión de amortiguamiento igual a la presión media del ciclo se obtuvo una eficiencia mecánica igual a 86,2%, y con una presión de amortiguamiento igual a la presión atmosférica se obtuvo una eficiencia mecánica igual a 16,4%.

La potencia al eje del motor es baja, producto de las pérdidas dentro del motor 126,75 W (74% de los 171 W); y fuera del motor 652 W (79% de los 823 W). El

efecto de las pérdidas dentro del motor es sustancial debido al limitado coeficiente de transferencia de calor convectivo de la zona caliente h_H (por el movimiento del aire) y también por la reducida área de transferencia de calor. En el caso del espacio frío se tiene un área mayor, pero el limitante es el coeficiente de transferencia de calor convectivo h_C . La necesidad de un área de transferencia mayor implica un aumento de las dimensiones del motor.

Las pérdidas por fricción son mínimas al tener una baja cantidad de elementos móviles, por lo que la mayor parte de las pérdidas son en la sustancia de trabajo, ya sea por fugas de la sustancia de trabajo o pérdidas dentro de la sustancia en sí.

Para menores velocidades de rotación del cigüeñal se obtienen las potencias más altas, como se puede apreciar en las gráficas 7.17, 7.18, 7.20 y 7.21, debido a que se da mayor tiempo para que se realicen los procesos de transferencia de calor.

Para el arranque del motor construido se requiere calentar el espacio caliente por 1:30 min en el caso de $k=0,5$, y por 4:00 min para $k=1,0$. El arranque no es inmediato, y son difíciles las aceleraciones, por la inercia térmica y mecánica.

Para la disposición $k=1,0$ se esperaba tener una mayor potencia, esta no se pudo alcanzar por la poca inercia de la volante, la capacidad de la volante no permite almacenar suficiente energía para realizar la compresión en el siguiente ciclo, por lo que sólo una fracción es utilizada, para esta disposición se requiere otra volante.

La contaminación producida por el funcionamiento del motor es mínima, por ser la combustión externa. El motor Stirling es muy seguro, silencioso en su funcionamiento, su construcción es simple, el costo de fabricación es relativamente bajo (aproximadamente 25 \$/W) y las necesidades de mantenimiento son mínimas.

Se infiere del presente trabajo que el motor Stirling bajo las condiciones de experimentación realizadas, no es recomendable para un automotor, ya que para alcanzar potencias elevadas se requerirá motores que ocupen espacios grandes y sean pesados.

Por otro lado, al poder operar el motor Stirling con una gran variedad de combustibles, los motores Stirling en nuestro país permitirían un desarrollo en la agricultura, pequeña industria, generación de energía eléctrica a pequeña escala, etc., con bajos niveles de ruido y una larga vida. Pudiendo ser utilizado en diferentes regiones de nuestro país, utilizando los combustibles con los que cuenta la región.

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

Se observa que la marcha en vacío para las relaciones de volumen de barrido (k) igual a 0,5 y 1,0; se alcanzan velocidades máximas cercanas a las 600 rpm, luego de un tiempo de funcionamiento de aproximadamente 11 minutos. Para un tiempo de funcionamiento mayor, el valor de las rpm comienza a oscilar alrededor de las 600 rpm.

Se recomienda corroborar la potencia medida (con un freno Prony), midiéndola con un generador eléctrico.

La potencia medida es muy baja y también la eficiencia mecánica, para mejorar estos parámetros se requiere mejorar los procesos de transferencia de calor, para esto se recomienda emplear intercambiadores de calor, tanto en la zona caliente, como en la fría. De esta forma se puede incrementar el área de transferencia, otra alternativa sería construir superficies con finas aletas.

Se recomienda trabajar con una presión de amortiguamiento mayor a la presión atmosférica y cercana a la presión media del ciclo. Por otro lado, se recomienda

construir el desplazador y el pistón lo más ligeros posible, sin que esto afecte sus resistencia a la presión interna del motor.

Si se hace trabajar al motor en sentido inverso, es decir, como refrigerador, el motor puede obtener temperaturas muy bajas. En definitiva, el motor presenta innumerables aplicaciones en el área de refrigeración.

Al trabajar a altas temperaturas, con aceros inoxidable austeníticos, se debe tener cuidado con la corrosión intergranular, que se presenta por la segregación de carburos de cromo en los límites de grano. Para evitar este tipo de corrosión se recomienda lo siguiente:

- Reducir el contenido (en %) de carbono de los aceros inoxidable (seleccionar aceros de bajo % C, ejemplo AISI 304L)
- Reducir la permanencia a temperaturas entre 550-750 °C. Por lo que después de cada ensayo se recomienda enfriar con agua el cilindro del espacio caliente (enfriamiento rápido).
- Emplear aceros inoxidable estabilizados en Ti o Nb (por ejemplo AISI 321)
- Aumentar el contenido de Cr del acero inoxidable.

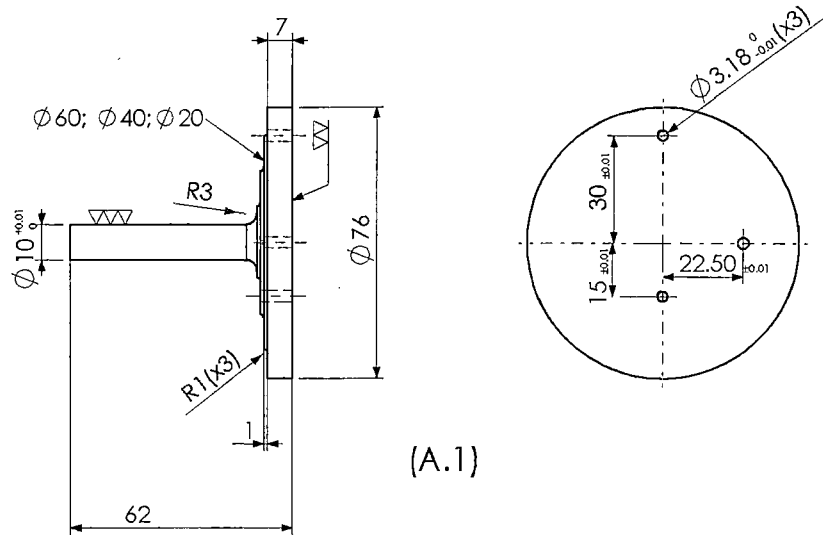
Para motores de mayor potencia es recomendable utilizar aceros resistentes al creep (altos esfuerzos a altas temperaturas), estos aceros son utilizados en calderas.

BIBLIOGRAFIA

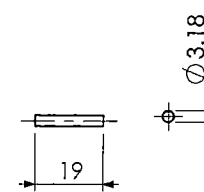
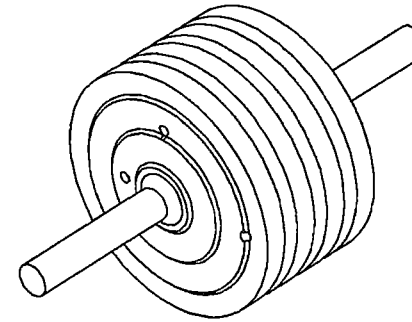
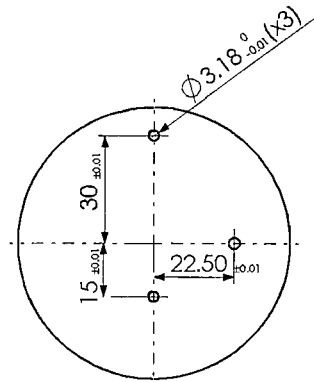
- [1] Senft JR, *Ringbom Stirling Engines*, Oxford University Press, New York (1993).
- [2] Senft JR, *An introduction to Stirling Engines*, Moriya Press-3ra edic., River Falls WI (1997).
- [3] Walker G, *Stirling Engines*, Clarendon Press, Oxford (1980).
- [4] Bancha Kongtragool, *A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 7, 131–154 (2003).
- [5] William Beale, *Understanding Stirling Engines*.
- [6] William O. Hughes, *Overview of Vibration Testing of Stirling Convertors the NASA Glenn Research Center*, The 2001 Spacecraft & Launch Vehicle Dynamic Environments Workshop.
- [7] American Stirling, *Understanding Stirling Engines in Ten Minutes or Less Company*, www.stirlingengine.com
- [8] Universidad de Oviedo, *Aplicaciones de la Energía Solar Térmica*
- [9] Jessica Isaacs, *Efficient Energy: The Stirling Cycle*
- [10] Hargreaves, C, M, *The Philips Stirling Engine*, Eldrvirt, New York (1991).
- [11] “Stirling Radioisotope Power for Deep Space”. NASA: Thermo-Mechanical Systems Branch.
http://www.lerc.nasa.gov/WWW/tmsb/stirling/doc/stirl_radisotope.html
- [12] Distributed Energy Services, www.bearstearns.com
- [13] Edicionsupc, *Máquinas térmicas motoras-2*, www.edicionsupc.es, 1ra edic. Ediciones UPC, (2002).
- [14] American Stirling Company General Catalog www.stirlingengine.com
- [15] Yunus A. Cengel, *Termodinámica*, McGraw-Hill, Tomo I, 2da edic.(1996).
- [16] Van Wylen, *Fundamentos de Termodinámica*, Edit. Limusa, 1ra edic. (1965).

- [17] Senft JR, *Mechanical Efficiency of Kinematic Heat Engines*, Journal of the Franklin Institute, Pergamon Journal Ltd, Vol. 324, No. 2, pp, 273-290, Printed in Great Britain (1987).
- [18] Groover, *Fundamentos de manufactura moderna*, Prentice Hall, 1ra. Edic. (1997).
- [19] Abelardo Ludeña Luque, *Motores Stirling*.
- [20] Jorge A. Rodríguez, *Introducción a la Termodinámica*
- [21] Bosch, *Manual de técnica del Automóvil*
- [22] www.robotiker.com.cl
- [23] Stine WB. *Stirling engines*. In: Kreith F, editor. The CRC handbook of mechanical engineers. Boca Raton: CRC Press; p. 8-7-8-6 (1998).
- [24] Senft JR, Small stationary Stirling engine design, University of Wisconsin, USA C19/82 © I Mech E (1982).
- [25] Artobolevsky I.I, *Mechanisms in modern Engineering Design*, Mir Publishers, Mosco, Vol. IV, p. 243, 251 (1977).
- [26] Frank Incropera, *Fundamentos de transferencia de Calor*, 4° edic. (1996).
- [27] Van Wylen, *Fundamentos de Termodinámica*, Edit. Limusa, (1994).
- [28] David Berchowitz and Israel Urieli, *Schmidt analysis for stirling engines*, www.globlacoooling.com
- [29] www.ent.ohiou.edu
- [30] Koichi Hirata, *Schmidt theory for stirling engines*, National Maritime Research Institute, <http://www.nmri.go.jp/env/khirata/>
- [31] Senft JR, *Theoretical Limits on the performance of Stirling Engines*, International Journal of Energy Research, Int. J. Energy Res., 22, 991-1000 (1998).
- [32] Joval, *Motores de Automóvil*, Editorial Mir Moscú (1982).
- [33] Senft JR, *Optimum Stirling engine geometry*, International Journal of Energy Research, Int. J. Energy Res. 2002:26:1087-1101 (DOI: 10.1002 er.838)
- [34] University of Victoria, MECH 390 Laboratory 1, Department of Mechanical Engineering

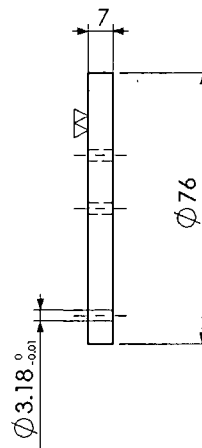
- [35] S.T. Hsu, F.Y. Lin, J.S. Chiou, *Heat-transfer aspects of Stirling power generation using incinerator waste energy*, Renewable Energy 28, 59–69 (2003).
- [36] Marks, *Manual del Ingeniero Mecánico*.
- [37] R. C. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, Prentice Hall, 3ra edic.
- [38] Germán Hernandez Riesco, *Manual del Soldador*, 11va edic. CESOL, España
- [39] Shoichiro Nakamura, *Análisis numérico y visualización gráfica con MATLAB®*, Prentice Hall, 1ra edic., (1997)
- [40] John H. Mathews, Kurtis D. Fink, *Métodos numéricos con MATLAB®*, Prentice Hall, Madrid (2000)
- [41] www.stirlingengines.org.uk
- [42] www.sesusa.org
- [43] www.cyg.net
- [44] www.qrmc.com
- [45] www.howstuffworks.com/stirling-engine.htm
- [46] www.genoastirling.com
- [47] www.stmpower.com
- [48] www.asme.org
- [49] www.kockums.se
- [50] www.sciencedirect.com



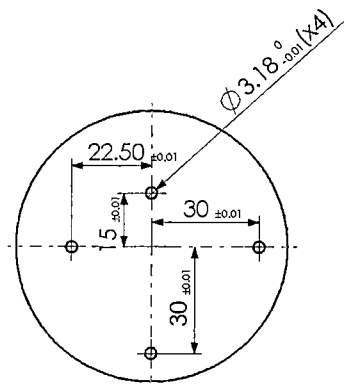
(A.1)



(A.3)



(A.2)



Nº	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
A.4	4	PERNO ALLEN	ACERO	Ø3,2x12,7 mm STANDAR
A.3	3	PIN	ALUMINIO	-
A.2	2	DISCO	ALUMINIO	-
A.1	2	DISCO CON EJE	ALUMINIO	-

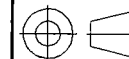
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA:
1:2

DESIGNACIÓN:

NÚMERO:

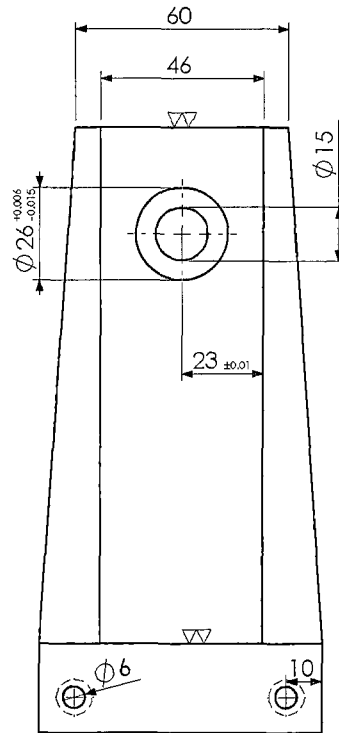
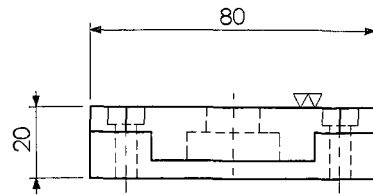
CIGÜEÑAL 01



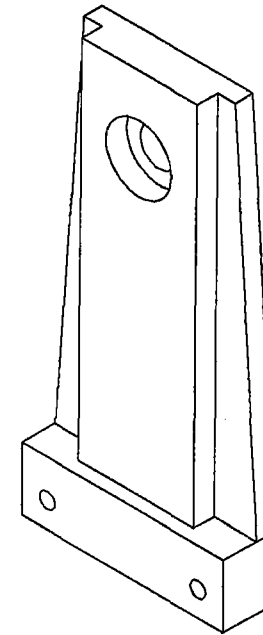
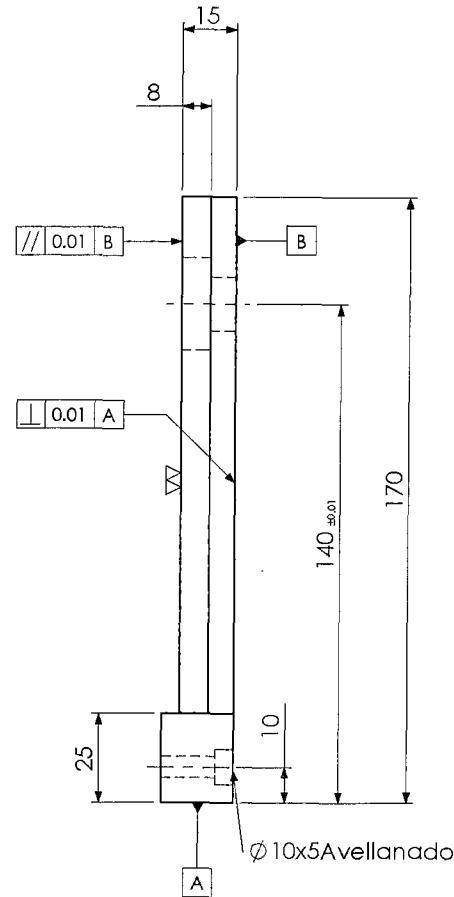
FECHA:

DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA

REVISADO POR:



(B.1)



N°	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
B.3	4	PERNO ALLEN	ACERO	$\phi 4,8 \times 35$ mm STANDAR
B.2	2	RODAMIENTO	ACERO	$\phi 10 \times 26 \times 8$ mm
B.1	2	APOYO	ALUMINIO	-

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA:
1:2

DESIGNACIÓN:

APOYO

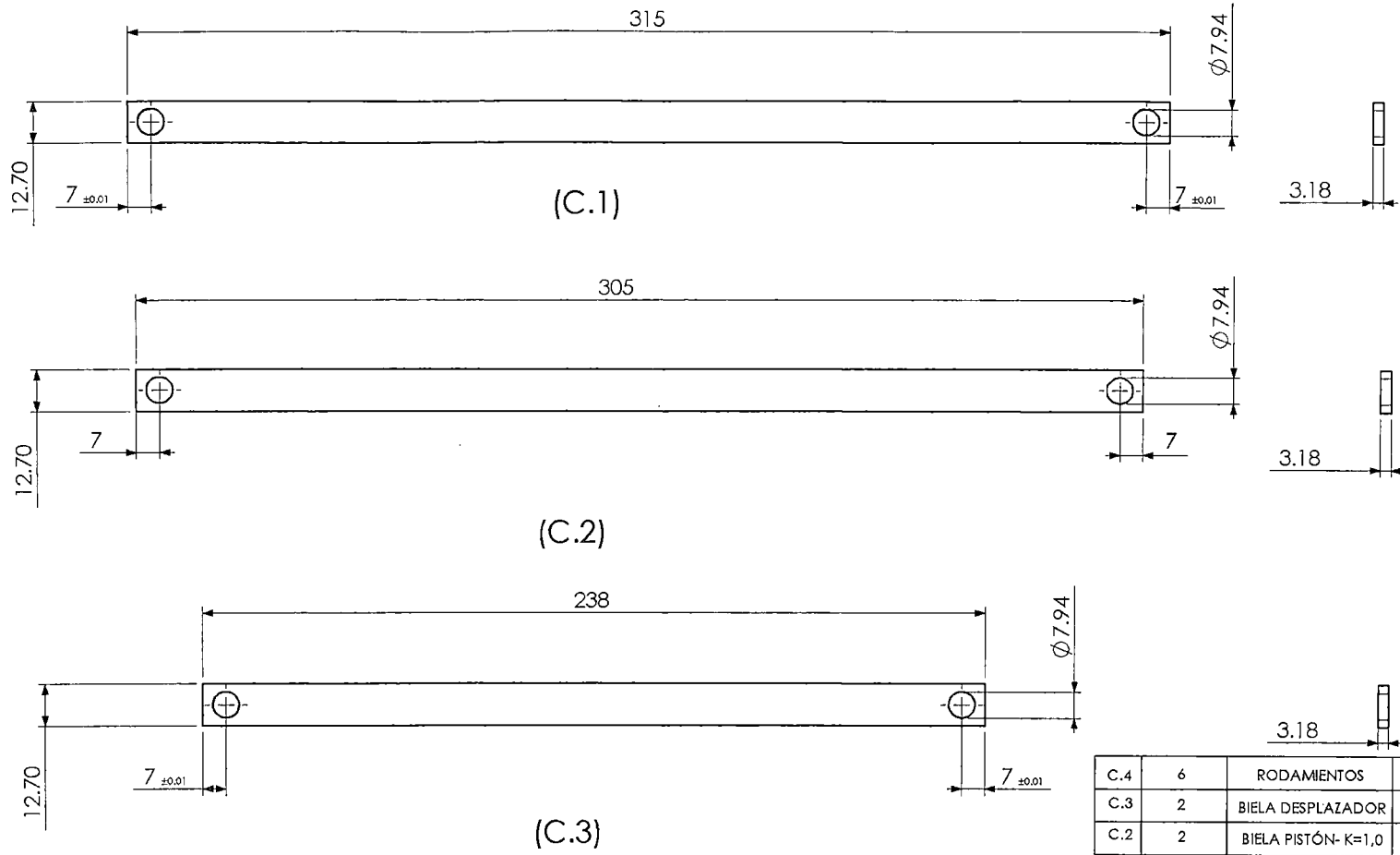
NÚMERO:

02

FECHA:

DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA

REVISADO POR:

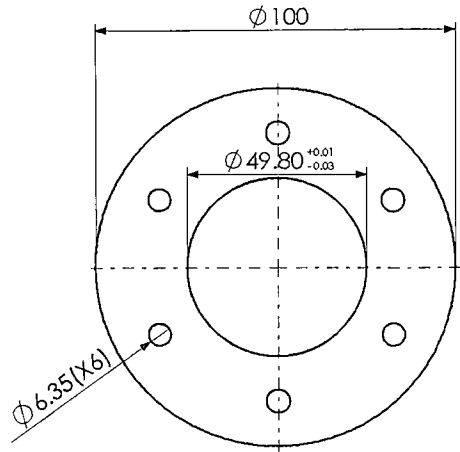


C.4	6	RODAMIENTOS	ACERO	$\phi 3,2 \times 7,9 \times 2,8$ mm
C.3	2	BIELA DESPLAZADOR	ALUMINIO	PLATINA DE 12,7x3,2 mm
C.2	2	BIELA PISTÓN- K=1,0	ALUMINIO	PLATINA DE 12,7x3,2 mm
C.1	2	BIELA PISTON - K=0,5	ALUMINIO	PLATINA DE 12,7x3,2 mm
N°	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA: 1:2	DESIGNACIÓN: BIELAS	NÚMERO: 03
----------------	-------------------------------	----------------------

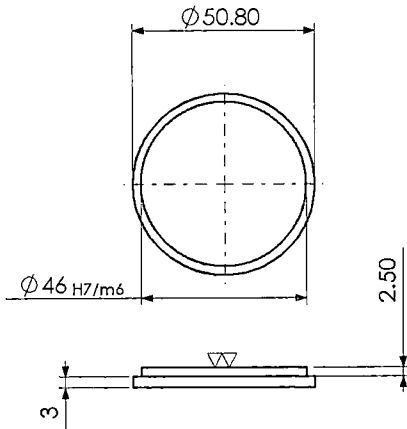
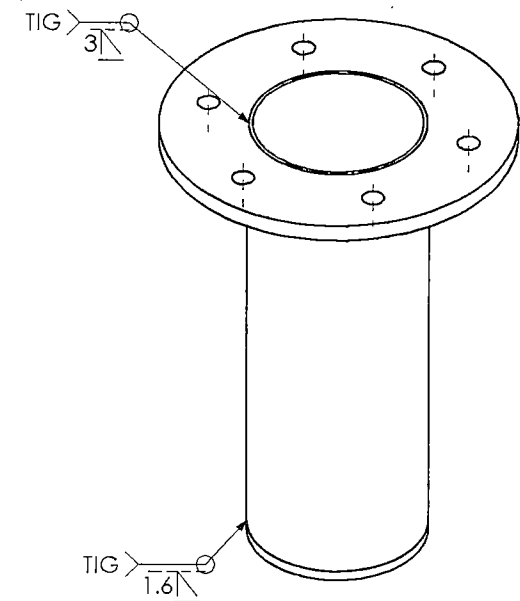
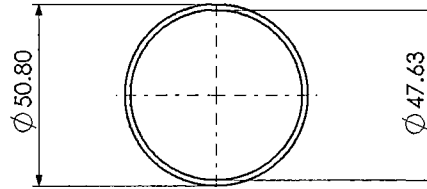
FECHA: DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA REVISADO POR:



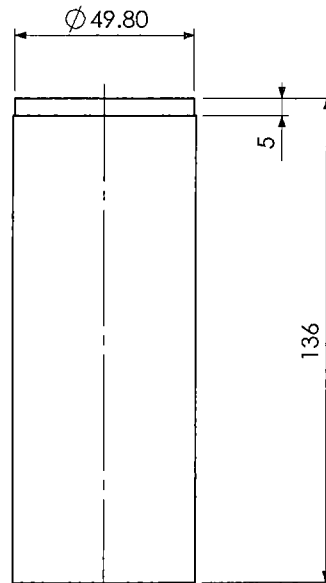
(D.1)



(D.2)



(D.3)



$\phi 0.05$

N°	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
D.5	1	EMPAQUETADURA	ASBESTO	IDENTICO A D.1; ESPESOR 1,6 mm
D.4	6	PERNO HEXAGONAL	AISI 304	$\phi 6,35 \times 20$ mm
D.3	1	TAPA EXTERIOR	AISI 304	-
D.2	1	CILINDRO EXTERIOR	AISI 304	-
D.1	1	BRIDA	AISI 304	-

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA:
1:2

DESIGNACIÓN:

NÚMERO:

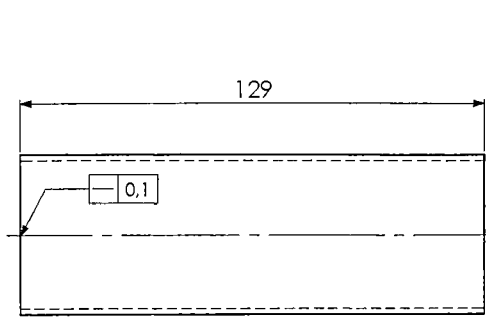
CILINDRO

04

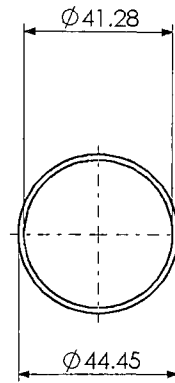
FECHA:

DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA

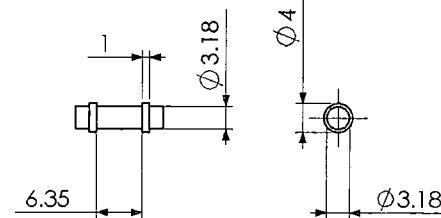
REVISADO POR:



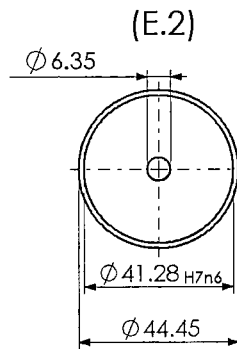
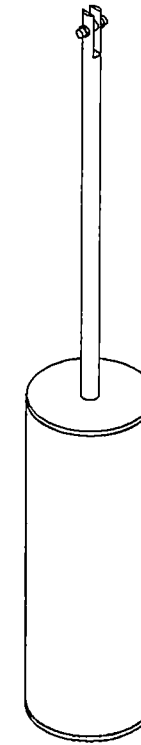
(E.1)



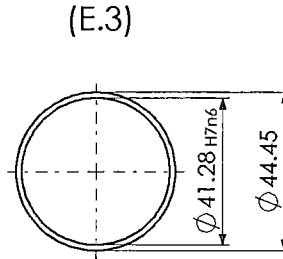
(E.5)



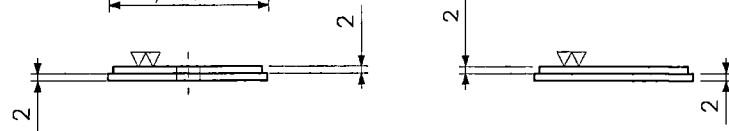
ESC: 1:1



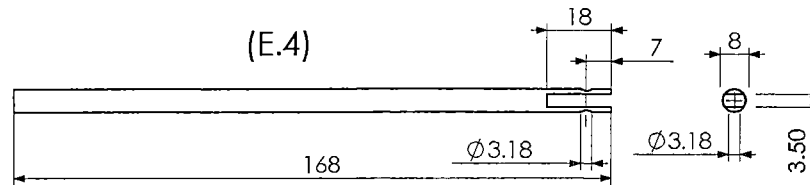
(E.2)



(E.3)



(E.4)



Nº	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
E.5	1	PIN	AISI 304	-
E.4	1	VÁSTAGO	AISI 304	-
E.3	1	TAPA INFERIOR	AISI 304	-
E.2	1	TAPA SUPERIOR	AISI 304	-
E.1	1	TUBO INTERIOR	AISI 304	-

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA:
1:2

DESIGNACIÓN:

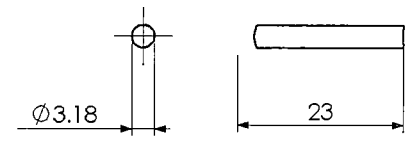
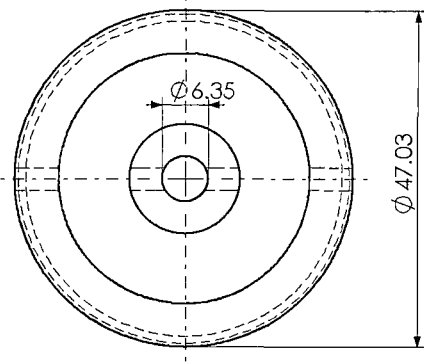
NÚMERO:

DESPLAZADOR 05

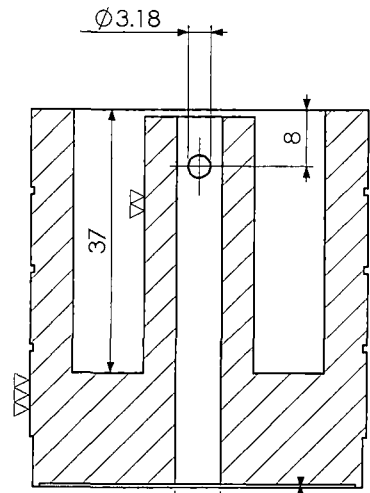
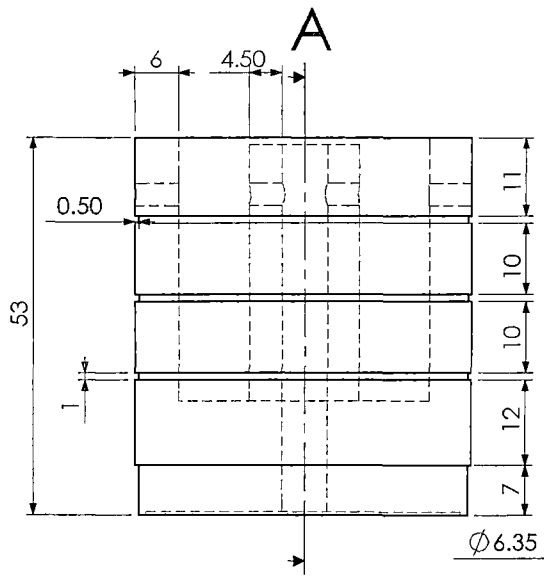
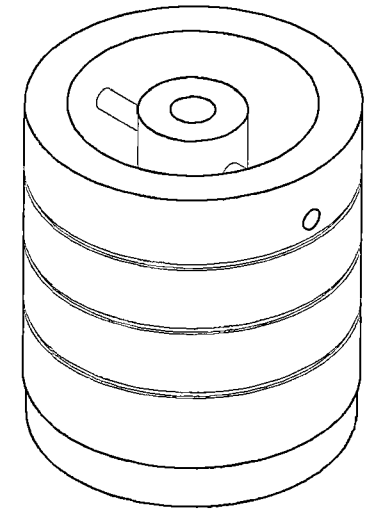
FECHA:

DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA

REVISADO POR:



(F.2)



$\phi 6.35$ ESCARIADO A TRAVES

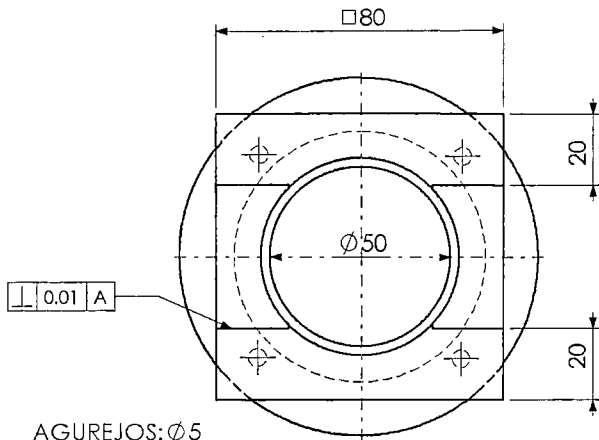
(F.1)

F.2	2	PIN	AISI 304	-
F.1	1	PISTÓN	ALUMINIO	-
Nº	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

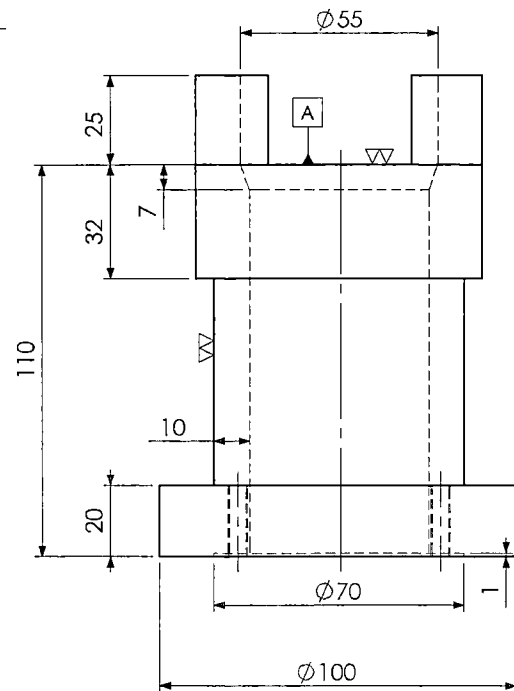
ESCALA: 1:1	DESIGNACIÓN: PISTÓN	NÚMERO: 06
----------------	-------------------------------	----------------------

FECHA: DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA REVISADO POR:

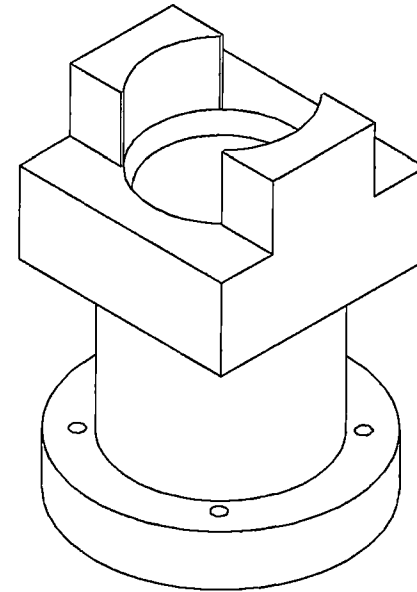
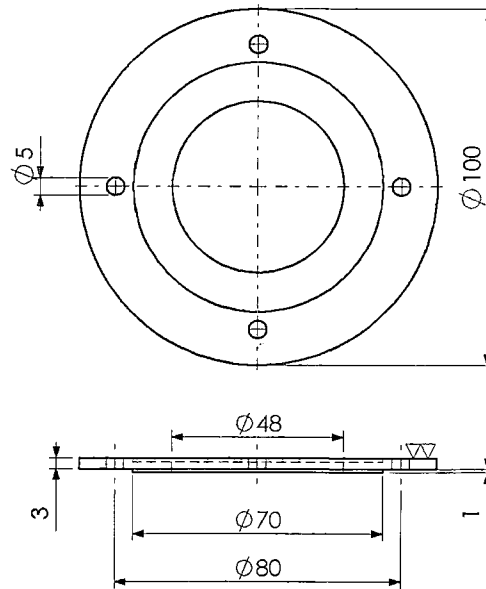


AGUREJOS: $\varnothing 5$

(H.1)



(H.2)



Nº	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
H.3	4	PERNO ALLEN	ACERO	$\varnothing 4,8 \times 32$ mm STANDAR
H.2	1	ANILLO	ALUMINIO	-
H.1	1	SOPORTE CILINDRICO	ALUMINIO	-

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA:
1:2

DESIGNACIÓN:

SOPORTE

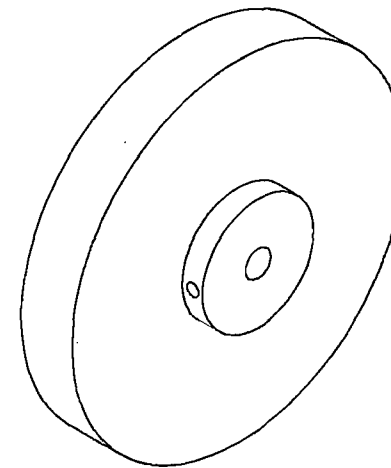
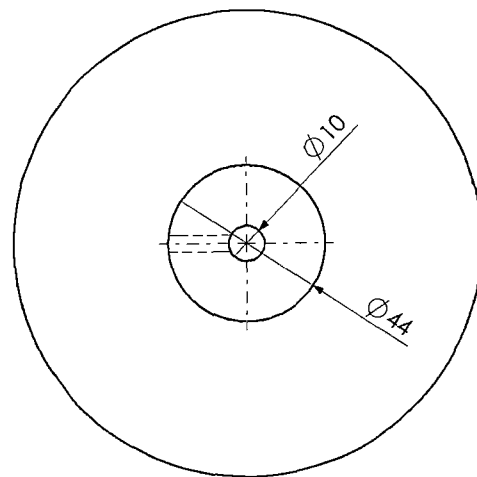
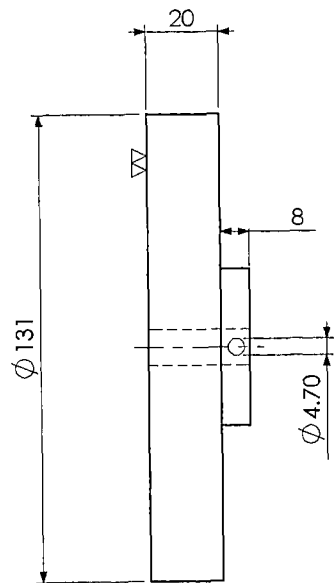
NÚMERO:

08

FECHA:

DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA

REVISADO POR:



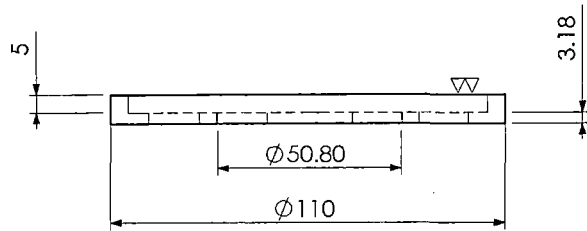
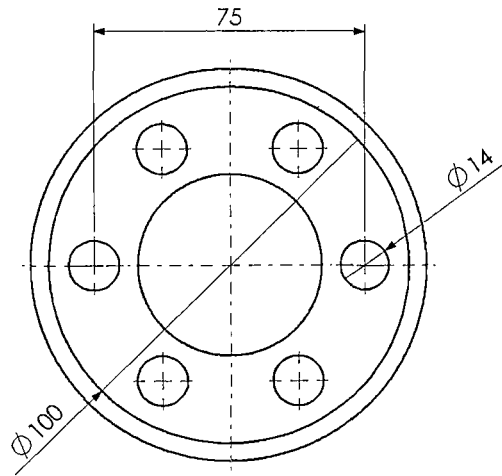
(1.1)

I.2	1	PERNO ALLEN	ACERO	Ø 4,8x20
I.1	1	VOLANTE	ALUMINIO	-
Nº	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES

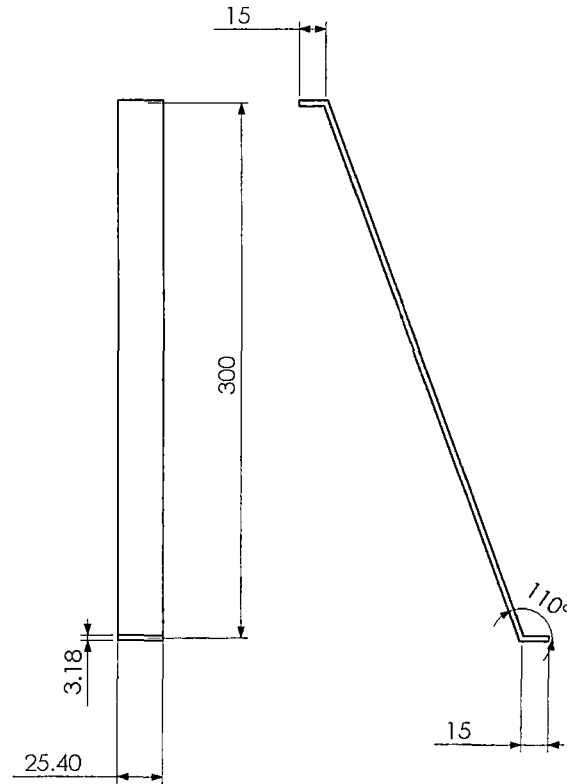
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA: 1:2	DESIGNACIÓN: VOLANTE	NÚMERO: 09
----------------	--------------------------------	----------------------

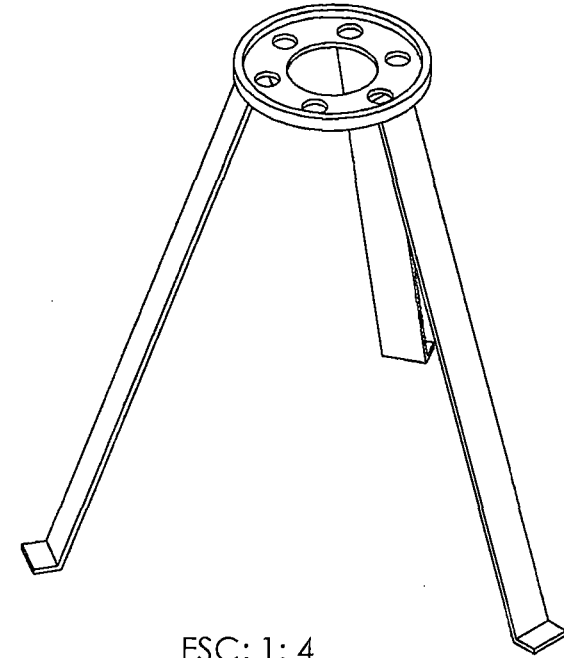
FECHA:	DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA	REVISADO POR:
--------	-----------------------------	---------------



(J.1)
ESC: 1: 2



(J.2)
ESC: 1: 4

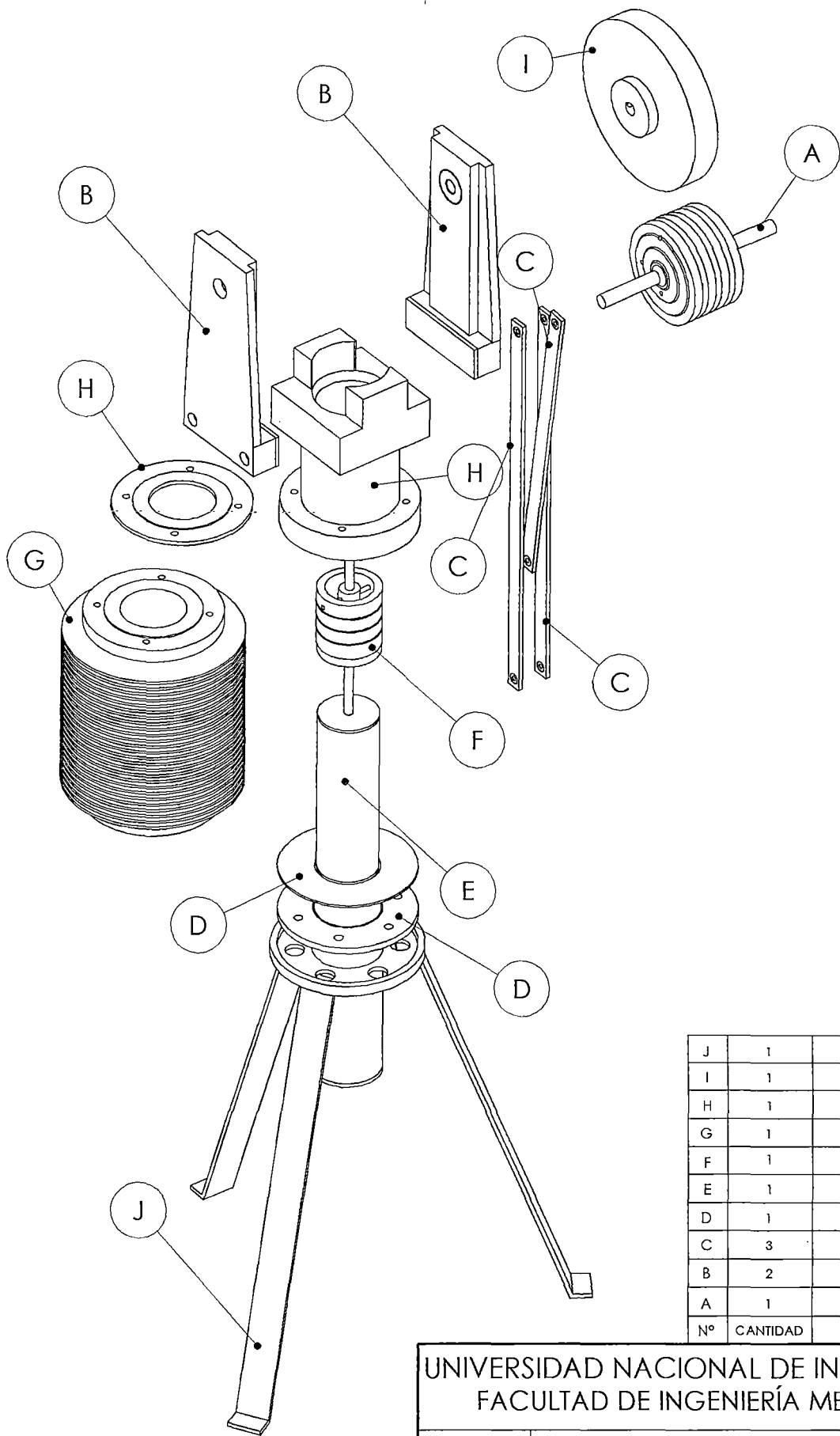


ESC: 1: 4

Nº	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
J.2	3	APOYOS	AISI 321	PLATINA 3,18x 25,4
J.1	1	BASE CIRCULAR	AISI 321	-

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA: IND	DESIGNACIÓN: TRIPODE	NÚMERO: 10
FECHA:	DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA	REVISADO POR:



J	1	TRIPODE
I	1	VOLANTE
H	1	SOPORTE
G	1	ALETAS
F	1	PISTÓN
E	1	DESPLAZADOR
D	1	CILINDRO
C	3	BIELAS
B	2	APOYO
A	1	CIGUEÑAL
N°	CANTIDAD	DESIGNACIÓN

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

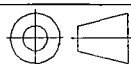
ESCALA:
1: 4

DESIGNACIÓN:

NÚMERO:

DESPIECE

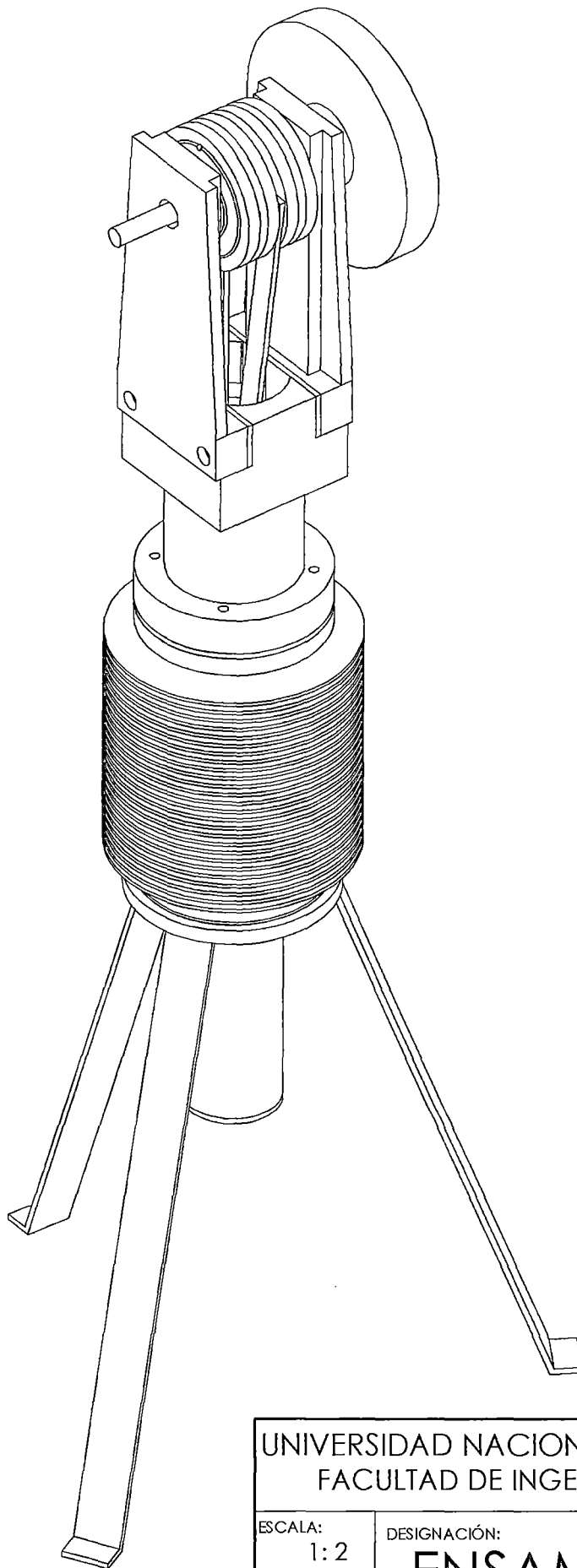
11



FECHA:

DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA

REVISADO POR:

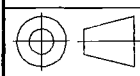


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA:
1:2

DESIGNACIÓN:
ENSAMBLE

NÚMERO:
12



FECHA:

DIBUJADO POR: FABIO ZEGARRA

REVISADO POR:

ANEXOS

ANEXO - A

CÁLCULOS PARA DETERMINAR LOS FLUJOS DE CALOR Y LAS TEMPERATURAS DE OPERACIÓN

Utilizando los datos experimentales, se busca determina los flujos de calor, y las temperaturas de operación del motor, con las cuales el motor a funcionado durante la experimentación, de esta forma con el programa *BETA*, se pueden obtener los diagramas P-V, diagrama de movimiento y diagrama polar de la presión, para el funcionamiento del motor del presente trabajo.

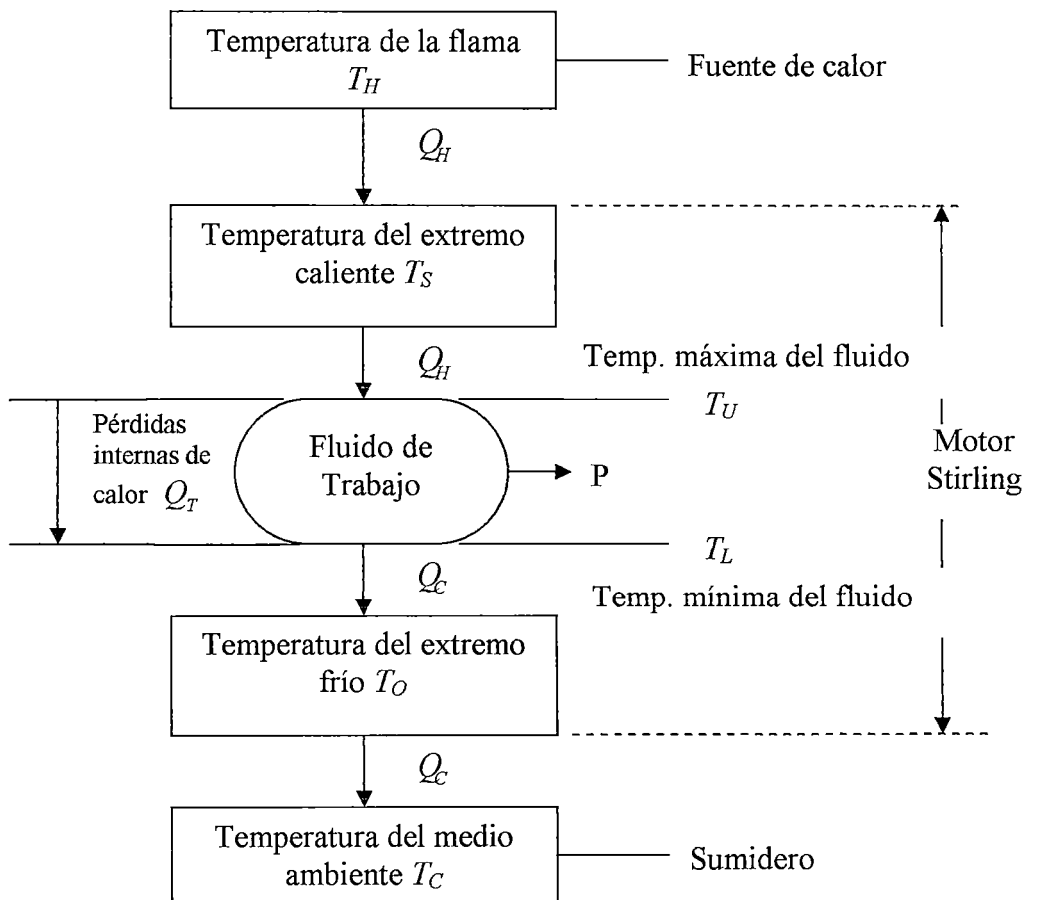


Figura A.1 Modelo de transferencia de calor general

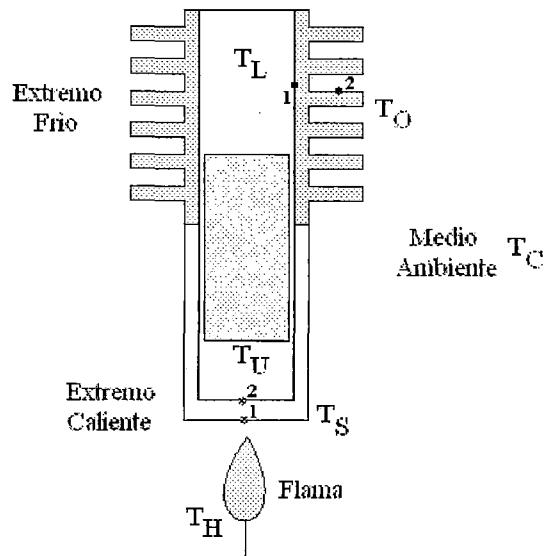


Figura A.2 Representación del modelo de transferencia de calor general

Se utiliza una fuente de calor producido por una flama, obtenida por la combustión de un combustible (GLP doméstico) con un gas comburente (aire). La temperatura máxima que puede alcanzar la flama (propano-aire) está en el rango 2050 a 1850°C (2323 a 2123 K) [38]. Para conseguir temperaturas más elevadas (con cualquier gas) es necesario emplear un flama muy oxidante (mayor cantidad del gas comburente, aire o oxígeno).

La temperatura de fusión del acero inoxidable AISI 304 es 1670 K (1397°C) menor que una acero al carbono (1537°C). La conductividad térmica del acero inoxidable AISI 304 es 14,9 W/m·K (a 300 K), que es un cuarto de la de un acero al carbono, 60,5 W/m·K (a 300 K).

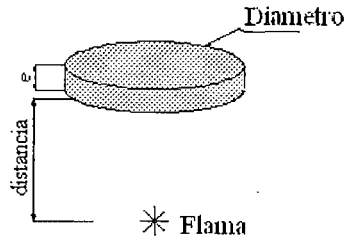


Figura A.3 Distancia de la llama a la superficie caliente

$$F_R = \frac{\text{Diametro}^2}{\text{Diametro}^2 + 4 \times \text{distancia}^2}$$

Asumiendo una distancia de 2 mm de la llama a la superficie exterior y un diámetro de 50,8 mm ($\text{Área}=2,0268 \times 10^{-3} \text{ m}^2$), se obtiene un factor de forma $F_R=0,99$; se asume una superficie gris y limpia (sin óxido), de tal forma que la absorptividad (α) es 0,35 -acero inoxidable a 1000 K-, en otros casos tenemos: $T=600 \text{ K} \rightarrow \alpha=0,24$, $T=800 \text{ K} \rightarrow \alpha=0,28$ para el acero inoxidable [26]. Asumiendo $T_H=2151 \text{ K}$ y con $T_{SI}=923 \text{ K}$, de la fórmula (39) obtenemos un $Q_H=823 \text{ W}$ (valor cercano a 823,3 W, obtenido experimentalmente).

Para determinar el flujo de calor que ingresa al espacio caliente, se calienta 50 ml de H_2O , donde la temperatura varía de 24 a 100°C en 93 s; resultando 171 W, el cual es mucho menor al entregado por la llama (823,3 W), debido a las pérdidas de radiación y convección producidas alrededor de la llama.

Considerando que $T_{SI}=923 \text{ K}$ y con un flujo de calor $Q_H=171 \text{ W}$, entonces de la fórmula (41) se obtiene la temperatura $T_{S2}=908,9 \text{ K}$ ($k=30 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, $e=5 \text{ mm}$), y si en el caso de un espesor mayor, T_{S2} sería menor de acuerdo a la figura A.4.

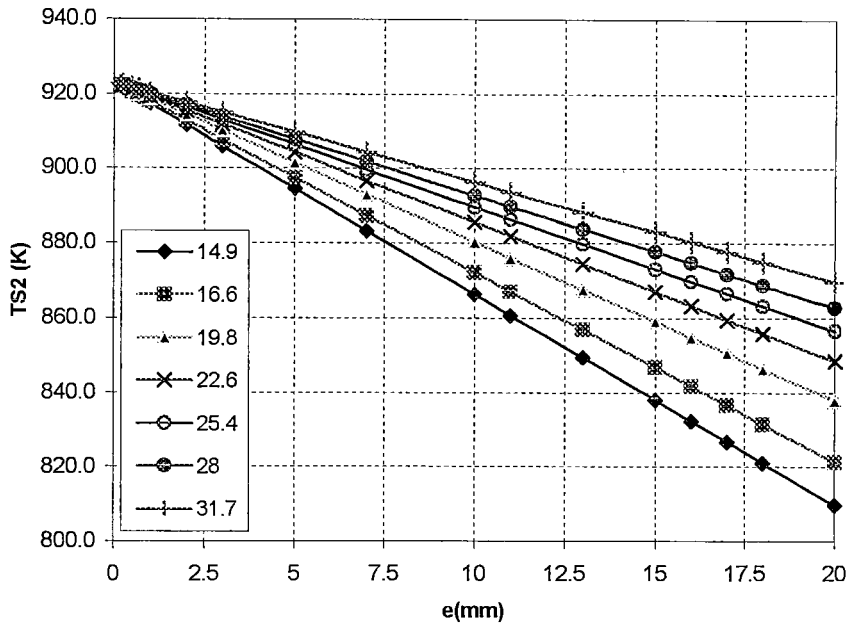


Figura A.4 $T_{S2}(K)$ vs $e(mm)$ para diferentes valores de k ($W/m \cdot K$)

Con $T_{S2}=909$ K, $Q_H=171$ W y $A=7,018 \times 10^{-3} m^2$ (área de la tapa de $\varnothing=47,625$ mm más el 25% del área lateral del cilindro), se puede estimar el rango de valores de T_U para distintos valores del coeficiente convectivo (h), de acuerdo a la de la fórmula (42).

Tabla A.1 Valores de T_U para diferentes valores de h_H

h_H ($W/m^2 \cdot K$)	T_U (K)	T_U ($^{\circ}C$)
25	-65,73	-338,73
30	96,71	-176,29
40	299,76	26,76
50	421,58	148,58
60	502,80	229,80
70	560,82	287,82
78	596,52	323,52
79	600,47	327,47
80	604,33	331,33
82	611,76	338,76
90	638,17	365,17
100	665,24	392,24
150	746,46	473,46
200	787,07	514,07
250	811,44	538,44

Se observa en la tabla A.1 que es imposible tomar valores de h_H menores a 40 $W/m^2 \cdot K$, ya que los valores de T_U resultarían ilógicos. Para determinar el valor de h_H es necesario asumir un valor de la tabla 7.8, inicialmente asumimos $h_H=100 W/m^2 \cdot K$, dándonos un $T_U=665,24 K$. Con T_{S2} y T_U , mediante una análisis de placa plana con flujo paralelo turbulento podemos determinar el valor de h_H , para esto tenemos que asumir una presión media y una velocidad a las cuales se encuentra el aire; la presión media aproximada se puede calcular con el programa *BETA*, en nuestro caso 2 bar; y la velocidad del aire se puede calcular en función de la velocidad del desplazador considerando el caudal constante cuando el aire se mueve del espacio caliente al frío, en nuestro caso asumimos la velocidad de aire igual a 15 m/s.

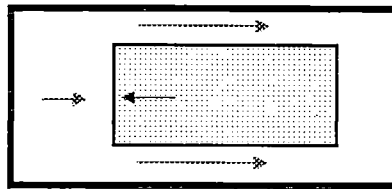


Figura A.5 Movimiento de desplazador

Tabla A.2 Condiciones de la superficies plana h_H

Iteración	T_U (K)	Velocidad (m/s)	Presión (N/m^2)	T_{S2} (K)	L (m)
1	665,24	15	2,03E+05	909	0,04763
2	604,33	15	2,03E+05	909	0,04763
3	596,52	15	2,03E+05	909	0,04763

Las propiedades del aire se determinan con T_f , la cual es un promedio entre T_U y T_{S2} , ν es la viscosidad cinemática (μ/ρ), la cual varía con la presión (ν depende de la densidad), y Pr es el número de Prandtl.

Tabla A.3 Valores de las propiedades del aire

Iteración	T_f (K)	ν (m ² /s)	k (W/mK)	Pr
1	787,12	4,14E-05	5,67E-02	0,71
2	756,67	3,87E-05	5,52E-02	0,71
3	760,38	3,91E-05	5,54E-02	0,71

Tabla A.4 Valores de Re , Nu y h

Iteración	Re_L	Nu_L Turbuento	h turbulento
1	1,73E+04	67,43	80,25
2	1,84E+04	71,04	82,36
3	1,83E+04	70,57	82,09

Donde el número de Reynold y el número de Nusselt (Nu_L), para flujo turbulento, están dadas por:

$$Re_L = \frac{Velocidad * L}{\nu}$$

$$Nu_L = 0.0308 \cdot Re_L^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$$

Por lo tanto, $T_U = 611,76$ K con $h_H = 82$ W/m²·K.

Conociendo la temperatura ambiente, $T_C = 23^\circ$, y la temperatura exterior superficial de las aletas, $T_{O_2} = 75^\circ\text{C}$, podemos determinar el calor transferido por las aletas al exterior. Los datos de las aletas son:

Tabla A.5 Datos de la geometría de las aletas

R_2 (mm)	r_3 (mm)	t (mm)	H_{long} (mm)	N	A_f (m ²)	A_t (m ²)
45	65	2	160	26	0,01465	0,411336

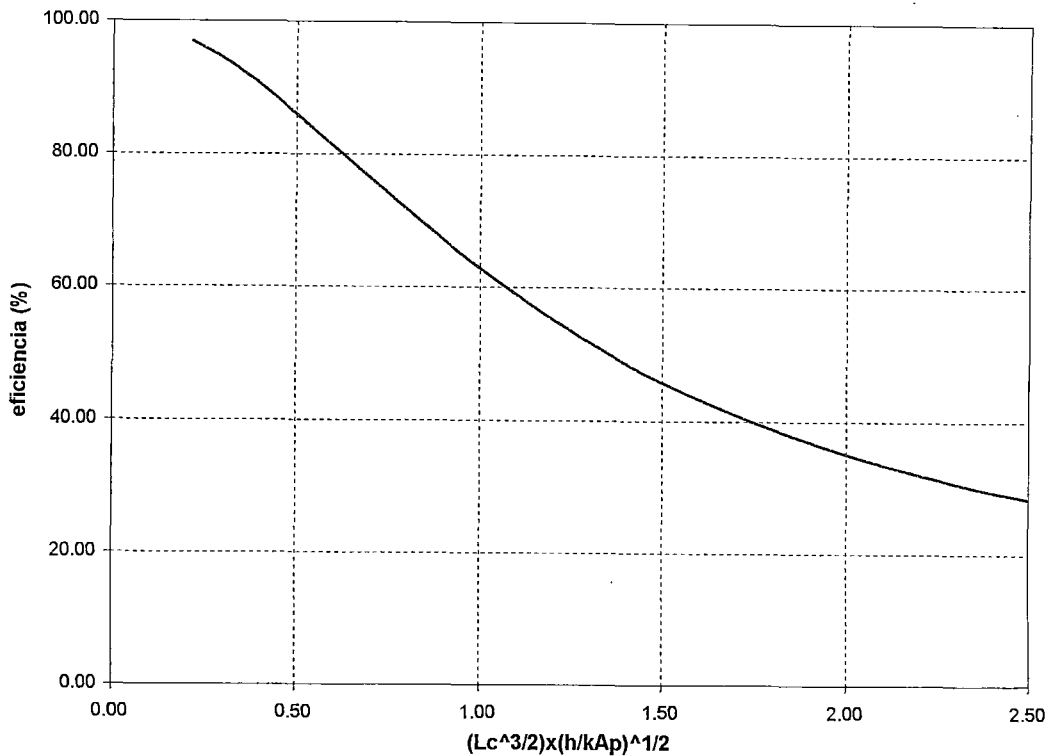


Figura A.6 Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular

Para diferentes valores de h_{ext} podemos determinar la eficiencia de las aletas n_f , Q_{c1} es el calor transferido por el conjunto de aletas, y Q_{c2} es el calor transferido en el caso que no se cuenta con las aletas. Se puede ver que en todos los casos las aletas mejoran la transferencia de calor al exterior.

Tabla A.6 Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular

h_{ext}	n_f (%)	T_{O2} (°C)	T_{amb} (°C)	Q_{c1}	Q_{c2}	Q_{c1}/Q_{c2}
2	49,7	75	23	22,86	4,70	4,86
3	41,6	75	23	29,46	7,06	4,18
4	36,3	75	23	35,14	9,41	3,73
5	32,6	75	23	40,25	11,76	3,42
6	29,9	75	23	45,00	14,11	3,19
7	27,7	75	23	49,47	16,47	3,00
8	25,9	75	23	53,72	18,82	2,85
9	24,4	75	23	57,82	21,17	2,73
10	23,2	75	23	61,77	23,52	2,63

En nuestro caso suponemos un $h_{ext} = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$ (ya que la velocidad del aire es baja); de la fórmula (46) obtenemos un $Q_{c-Aletas} = 40,25 \text{ W}$ transmitido por las aletas. Con este calor de $Q_{c-Aletas}$, la temperatura exterior de las aletas T_{O2} y los radios r_1 y r_2 del cilindro, podemos determinar la temperatura T_{O1} ; para el aluminio, con $k=237 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, de la fórmula (45) obtenemos $T_{O1} = 75,062 \text{ }^\circ\text{C}$. La potencia, en promedio, obtenida experimentalmente, es $P = 4 \text{ W}$, por lo que $Q_c = 167 \text{ W}$, de las cuales $40,25 \text{ W}$ se disipan por las aletas y el resto se pierde dentro del motor, es decir $Q_T = 126,75 \text{ W}$.

Conociendo que $Q_H = 171 \text{ W}$, asumiendo que $T_H = T_{S2} = 909 \text{ K}$, y que $T_U = 612 \text{ K}$, podemos determinar el valor de a de la fórmula (12), Asumiendo valores para T_L se pueden obtener las relaciones τ , δ , y ρ , y con estos se obtiene Q_T el cual debe ser $126,75 \text{ W}$.

Tabla A.7 Determinación de T_L

T_L	Γ	ξ	τ	a	b	δ	ρ	c	Q_T
520	0,383	0,673	0,850	0,575	0,971	1,688	2,733	1,57	144,3
530	0,383	0,673	0,866	0,575	0,918	1,595	2,998	1,73	141,1
540	0,383	0,673	0,883	0,575	0,870	1,512	3,315	1,91	136,9
550	0,383	0,673	0,899	0,575	0,827	1,437	3,696	2,13	131,4
557	0,383	0,673	0,910	0,575	0,799	1,389	4,008	2,31	126,3
560	0,383	0,673	0,915	0,575	0,788	1,369	4,154	2,39	123,7

Por lo tanto la $T_L = 557 \text{ K}$ y con $b = 0,799 \text{ W/K}$, con este último valor y con un 50 % del área interior del cilindro del espacio frío, $A_{int,C} = 0,011827 \text{ m}^2$, obtenemos $h_C = 67 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

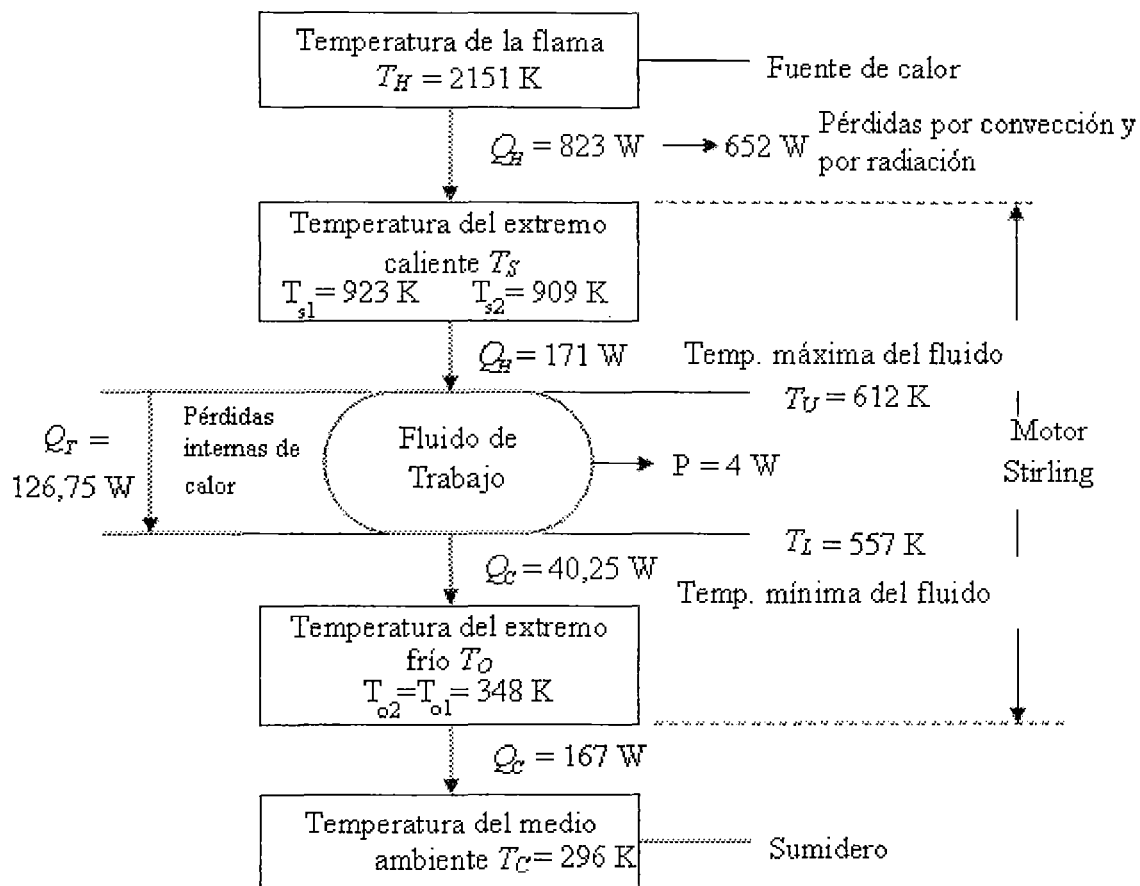


Figura A.7 Modelo real de transferencia de calor aproximado

Programa "BETA"

Con la geometría del motor y con los valores aproximados de T_L y T_U , podemos utilizar el programa *BETA* para obtener el diagrama de movimiento de los volúmenes de los espacios frío y caliente, el diagrama polar de la presión, el diagrama pV , así como también obtener los valores de los trabajos de compresión, expansión, total, y, finalmente, la eficiencia mecánica, para obtener así el trabajo al eje.

=====

Ingrese datos de la geometria del motor:

V1(cm3)=106.8836
 k=0.5
 Xde=0.022
 Xdc=0.083
 Xr=0.286
 Angulo de desfase(°)=90
 Angulo donde Vc es minimo (°):
 153.4349
 Volumen de traslape Vo es (m3):
 2.0413e-005
 Volumen total-VT (m3):
 1.8170e-004

=====

Ingrese datos de la Sustancia de trabajo:

Ingrese Presion Atmosferica (N/m2) <101325>:101325
 Ingrese Temperatura ambiente(K) <300>:296
 Para el gas de trabajo R(J/kg*K) [AIre,HElio,Hidrogeno] <AIre=287>:287
 Desea ingresar el valor de la masa de la sustancia de trabajo
 <Y/N>:N
 Valor de la masa (kg) calculada con P_atm, T_atm y VT
 2.1672e-004

=====

Ingrese datos de operacion del Motor :

Ingrese temperatura del espacio frio(K)=557
 Ingrese temperatura del espacio caliente (K)=612
 Relacion de las temperaturas de operacion:
 0.9101

Pmin	Pmax	Pmed	Pmax/Pmin
1.9718e+005	2.8537e+005	2.3721e+005	1.4473

V minimo del diagrama P-V:
 0.00012826
 V maximo del diagrama P-V:
 0.0001817
 Relacion de compresion del volumen del ciclo:
 1.4167

Trabajo de expansion (J)=
7.2247

Trabajo de compresion (J)=
-6.5754

W=WE+WC (J)=
0.64928

Ingrese datos del mecanismo:

Ingrese E del mecanismo=0.963

Calculo de la eficiencia con el teorema IV

Eficiencia mecanica=
0.92617

Presion de amortiguamiento=Presion media ((Pmax*Pmin)^0.5)

Area1: Sobre Pm y debajo de la curva del ciclo
0.39104

Area2: Debajo de Pm y encima de la curva del ciclo
0.47118

W_ (J)=
0.86222

Eficiencia mecanica=
0.86284

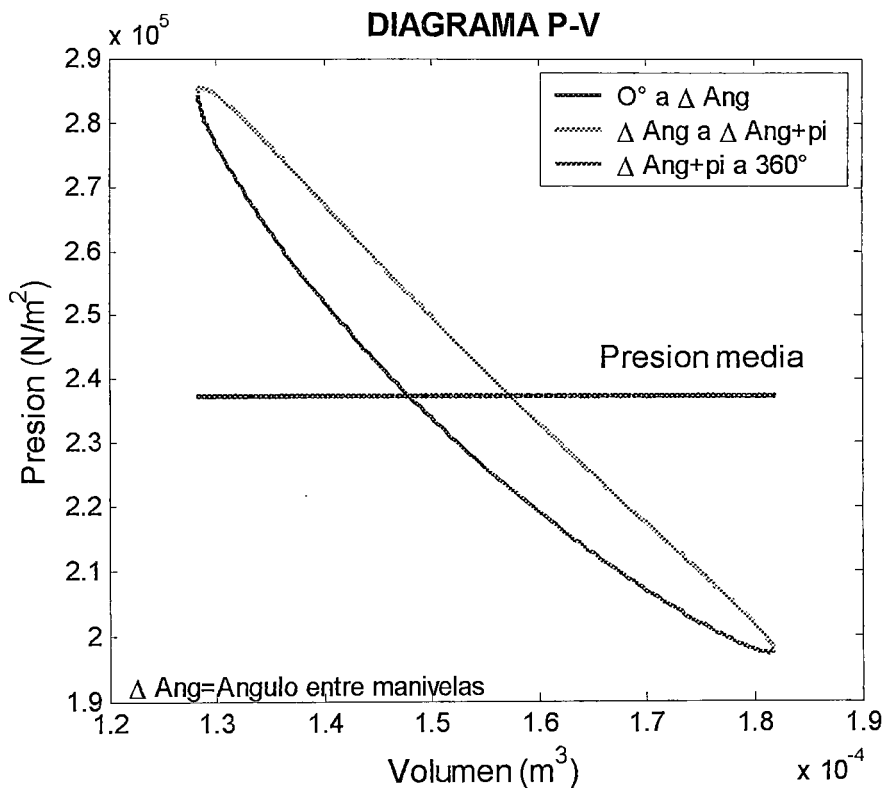
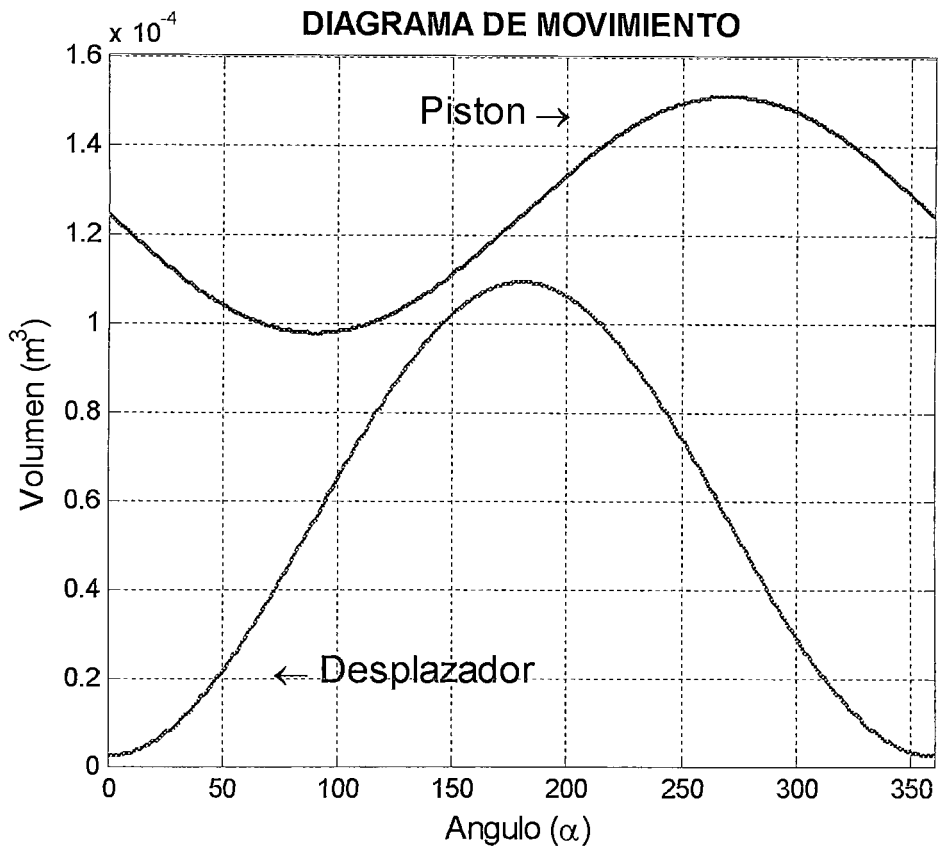
Ws (J)=
0.56022

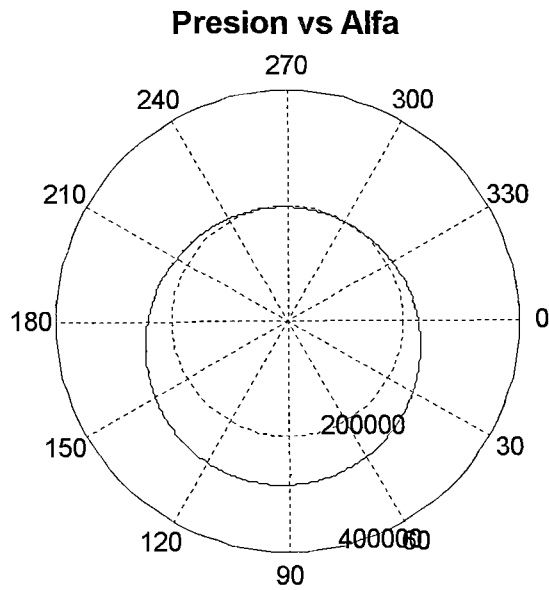
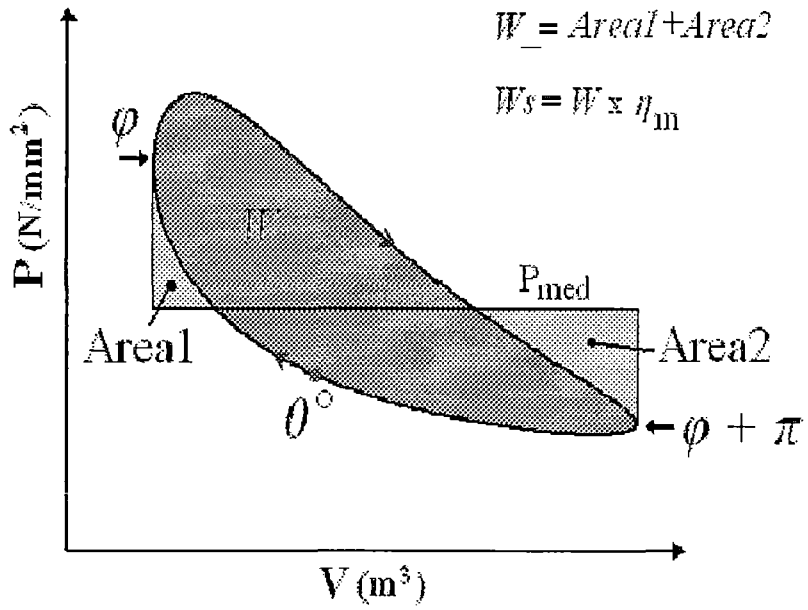
Presion de amortiguamiento=Presion atmosferica

Eficiencia mecanica=
0.16494

Ws (J)=
0.10709

¿Desea crear un video?
<Y/N>:N





ANEXO B

EQUIVALENCIA DE SÍMBOLOS DE TEXTO Y PROGRAMACIÓN

Texto	Programa	Significado
V_i	V1	Volumen barrido por el desplazador (m^3)
k	k	Relación de los volumen (V_1/V_2)
X_{de}	Xde	Relación del volumen muerto de expansión (V_{de}/V_1)
X_{dc}	Xdc	Relación del volumen muerto de compresión (V_{ce}/V_1)
X_r	Xr	Relación del volumen muerto del regenerador (V_{re}/V_1)
φ	Ang	Angulo de desfase entre las manivelas del pistón y del desplazador ($^\circ$)
\emptyset	fi	Ángulo donde el volumen V_e es mínimo ($^\circ$)
V_o	Vo	Volumen de traslape (m^3)
α	alfa	Ángulo de giro del cigüeñal ($^\circ$)
V_e	Ve	Volumen instantáneo de expansión (m^3)
V_c	Vc	Volumen instantáneo de compresión (m^3)
V	v	Volumen total (m^3)
	p atm	Presión atmosférica (N/m^2)
	T amb	Temperatura atmosférica (K)
	AI	Constante específica del aire (J/kg^*K)
	HE	Constante específica del helio (J/kg^*K)
	HI	Constante específica del hidrógeno (J/kg^*K)
R	R	Constante específica del gas (J/kg^*K)
m	Masa	Masa de la sustancia de trabajo (kg)
T_k	Tc	Temperatura del espacio frío (K)
T_h	Th	Temperatura del espacio caliente (K)
τ	t op	Relación de temperaturas de operación (T_o, T_h)
P_{min}	Pmin	Presión mínima de la sustancia de trabajo (N/m^2)
P_{max}	Pmax	Presión máxima de la sustancia de trabajo (N/m^2)
V_{min}	Vmin	V mínimo del diagrama P-V (m^3)
V_{max}	Vmax	V máximo del diagrama P-V (m^3)
r	r	Relacion de compresion del volumen del ciclo (V_{max}/V_{min})
p	pre	Presión de la sustancia de trabajo (N/m^2)
E	E	Efectividad del mecanismo
η_m	Nm	Eficiencia mecánica
W_e	We	Trabajo de expansion (W)
W_c	Wc	Trabajo de compresión (W)
W	w	Trabajo del ciclo (W)
W_s	ws	Trabajo al eje (W)

```

clear all
clc;
%*****
%  GEOMETRIA DEL MOTOR
%*****
disp('=====');
disp('Ingrese datos de la geometria del motor:');
disp('-----');
V1=input('V1(cm3)=');
V1=V1/(1e6);
k=input('k=');
Xde=input('Xde=');
Xdc=input('Xdc=');
Xr=input('Xr=');

scrsz = get(0,'ScreenSize');
% Grafico "manivelas"
GRAF=imread('manivelas.bmp');
figure('NumberTitle','off','name','Manivelas','position',[1 1 scrsz(3)/3 0.75*scrsz(4)/2]);
image(GRAF),axis off;

Ang=input('Angulo de desfase(°)=');
Ang=Ang*pi/180;

%Calculo del angulo fi donde Vc es minimo
fi=atan((k*sin(Ang))/(k*cos(Ang)-1));
fi=fi+pi;
Vo=0.5*V1*(1+cos(fi))+0.5*k*V1*(1-cos(fi-Ang));
disp('Angulo donde Vc es minimo (°):');
disp(fi*180/pi);
disp('Volumen de traslape Vo es (m3):');
disp(Vo);

%*****
%Grafico de los volúmenes
%*****
%Para alfa de 0 a 2*pi-----Importante: Se evalua para cada grado
alfa=(0:2*pi/360:2*pi)';
%Volumen instantaneo de expansion
ve=zeros(length(alfa),1);
ve=inline('(0.5+Xde)*V1-0.5*V1*cos(alfa)',alfa,'V1','Xde');
ve=feval(ve,alfa,V1,Xde);
%Volumen instantaneo de compresion
vc=zeros(length(alfa),1);
Vc=inline('0.5*V1*(1+k)+Xdc*V1-Vo+0.5*V1*(cos(alfa)-k*cos(alfa-
Ang))',alfa,'V1','k','Ang','Xdc','Vo');
vc=feval(Vc,alfa,V1,k,Ang,Xdc,Vo);
%Volumen instantaneo total
V=zeros(length(alfa),1);
V=ve+vc+Xr*V1;
%Volumen total
VT=zeros(length(alfa),1);
VT=V1*(1+k+Xde+Xdc+Xr-Vo/V1);
disp('Volumen total-VT (m3):');
disp(VT);
%Grafico DIAGRAMA DE MOVIMIENTO

```

```

figure('NumberTitle','off','name','Diagrama de Movimiento','position',[1 scrsz(4)/2 scrsz(3)/4
0.75*scrsz(4)/2]);
plot(alfa*180/pi,ve,'linewidth',2,'Color','r');
hold on
plot(alfa*180/pi,V-Xr*V1,'linewidth',2,'Color','b'); % Se grafica Ve+Vc
ymax=max(V-Xr*V1);
grid on;
xlabel('Angulo (\alpha)','fontsize',12)
ylabel('Volumen (m^{3})','fontsize',12)
XLim([min(alfa*180/pi) max(alfa*180/pi)]);
title('DIAGRAMA DE MOVIMIENTO','FontWeight','bold','fontsize',12)
text(0.8*Ang*180/pi,0.2*V1,'\leftarrow Desplazador','color','r','fontsize',14)
text(1.5*Ang*180/pi,0.977*max(V-Xr*V1),'Piston \rightarrow ','color','b','fontsize',14)
hold off

%Grafico "Diagrama de movimiento"
GRAF_2=imread('Diagrama de movimiento.bmp');
figure('NumberTitle','off','name','Diagrama de Movimiento','position',[scrsz(3)/3 1 scrsz(3)/3
0.75*scrsz(4)/2]);
image(GRAF_2),axis off;

%*****
%SUSTANCIA DE TRABAJO
%*****
disp('=====');
disp('Ingrese datos de la Sustancia de trabajo:');
disp('-----');
p_atm=input('Ingrese Presion Atmosferica (N/m2) <101325>:');
T_amb=input('Ingrese Temperatura ambiente(K) <300>:');
AI=287; %R del Aire
HE=2076.9; %R del Helio
HI=4124; %R del Hidrogeno
R=input('Para el gas de trabajo R(J/kg*K) [Aire,HElio,Hidrogeno] <AIre=287>:');
%Masa de sustancia de trabajo para el Volumen total "VT"
%a una tempetatura ambiente "T_amb" y una Presion atmosferica "p_atm"
disp('Desea ingresar el valor de la masa de la sustancia de trabajo')
Y=1;
N=0;
Ques=input('<Y/N>:');
if Ques==N
    disp('Valor de la masa (kg) calculada con P_atm, T_atm y VT')
    Masa=p_atm*VT/(R*T_amb);
    disp(Masa);
end
if Ques==Y
    Masa=input('Ingrese el valor de la masa de la sustancia de trabajo (kg):');
end

%*****
%Determinacion de la presion instantanea
%*****
disp('=====');
disp('Ingrese datos de operacion del Motor :');
disp('-----');
Tc=input('Ingrese temperatura del espacio frio(K)=');
Th=input('Ingrese temperatura del espacio caliente (K)=');
t_op=Tc/Th; %relacion de las temperaturas de operacion

```



```

disp('Relacion de las temperaturas de operacion:');
disp(t_op);
s=0.5*V1*(1+k)/Tc-Vo/Tc+V1*Xdc/Tc+Xr*V1*(log(Th/Tc))/(Th-Tc)+0.5*V1/Th+V1*Xde/Th;
csenoB=0.5*V1*k/Tc*sin(Ang);
ccosB=0.5*V1/Tc*(1-k*cos(Ang))-0.5*V1/Th;
B=atan(csenoB/ccosB);
c=(csenoB^2+ccosB^2)^0.5;
b=c/s;
Pmin=Masa*R/(s*(1+b));
Pmax=Masa*R/(s*(1-b));
Pmed=Masa*R/(s*((1-b^2)^0.5));
disp('_____')
disp('  Pmin    Pmax    Pmed    Pmax/Pmin');
disp('.....')
format short g
disp([Pmin Pmax Pmed Pmax/Pmin ] )
%-----
%Volumen minimo y maximo del diagrama P-Ven funcion de Ang
%El volumen minimo se da en Ang:
vemin=feval(Ve,Ang,V1,Xde);
vcmin=feval(Vc,Ang,V1,k,Ang,Xdc,Vo);
Vmin=vemin+vcmin+Xr*V1;
disp('V minimo del diagrama P-V:');
disp(Vmin);
%El volumen maximo se da en (Ang+pi):
vemax=feval(Ve,Ang+pi,V1,Xde);
vcmax=feval(Vc,Ang+pi,V1,k,Ang,Xdc,Vo);
Vmax=vemax+vcmax+Xr*V1;
disp('V maximo del diagrama P-V:');
disp(Vmax);
disp('Relacion de compresion del volumen del ciclo:');
r=Vmax/Vmin;    %Relacion de compresion del volumen del ciclo
disp(r);
%-----
%Calculo de la presion
p= inline('1./(1+b*cos(alfa+B))','alfa','b','B');
pre=zeros(length(alfa),1);
pre=(Masa*R/s)*feval(p,alfa,b,B);
%Vector total [Angulo Volumen Presion]
a=[180*alfa/pi V pre];
tt=length(a);
ttt=0;
tttt=0;
for t=1:tt
    if a(t,1)<=Ang*180/pi;
        aa(t,:)=a(t,:);
    elseif a(t,1)>Ang*180/pi & a(t,1)<=((Ang+pi)*180/pi);
        ttt=ttt+1;
        aaa(tt,:)=a(t,:);
    else a(t,1)>((Ang+pi)*180/pi);
        tttt=tttt+1;
        aaaa(tttt,:)=a(t,:);
    end
end
end
%*****
%Grafico PRESION-VOLUMEN
%*****

```

```

%Grafico PV
figure('NumberTitle','off','name','Diagrama P-V','position',[scrsz(3)/4 scrsz(4)/2 scrsz(3)/4
0.75*scrsz(4)/2]);
plot(aa(:,2),aa(:,3),'linewidth',2,'Color','b');
hold on
plot(aaa(:,2),aaa(:,3),'linewidth',2,'Color','g');
plot(aaaa(:,2),aaaa(:,3),'linewidth',2,'Color','r');
plot(V,Pmed,'linewidth',1,'markersize',10,'linestyle','-','Color','b');
hold off
legend('O° a \Delta Ang','\Delta Ang a \Delta Ang+pi','\Delta Ang+pi a 360°',1);
xlabel('Volumen (m^{3})','fontsize',12)
ylabel('Presion (N/m^{2})','fontsize',12)
title('DIAGRAMA P-V','FontWeight','bold','fontsize',12)
text(Vmax-0.3*(Vmax-Vmin),1.025*Pmed,'Presion media','color','b','fontsize',12)
text(0.95*Vmin,0.975*Pmin,'\Delta Ang=Angulo entre manivelas')

%Grafico PV con Presion atmosferica
figure('NumberTitle','off','name','Diagrama P-V','position',[scrsz(3)/2 scrsz(4)/2 scrsz(3)/4
0.75*scrsz(4)/2]);
plot(aa(:,2),aa(:,3),'linewidth',2,'Color','b');
hold on
plot(aaa(:,2),aaa(:,3),'linewidth',2,'Color','g');
plot(aaaa(:,2),aaaa(:,3),'linewidth',2,'Color','r');
plot(V,Pmed,'linewidth',1,'markersize',10,'linestyle','-','Color','b');
plot(V,p_atm,'linewidth',1,'markersize',10,'linestyle','-','Color','r');
hold off
legend('O° a \Delta Ang','\Delta Ang a \Delta Ang+pi','\Delta Ang+pi a 360°',1);
xlabel('Volumen (m^{3})','fontsize',12)
ylabel('Presion (N/m^{2})','fontsize',12)
title('DIAGRAMA P-V','FontWeight','bold','fontsize',12)
text(Vmax-0.3*(Vmax-Vmin),1.025*Pmed,'Presion media','color','b','fontsize',12)
text(Vmax-0.3*(Vmax-Vmin),1.05*p_atm,'Presion atmosferica','color','r','fontsize',12)

%Grafico "Diagrama PV"
figure('NumberTitle','off','name','Diagrama P-V','position',[2*scrsz(3)/3 1 scrsz(3)/3
0.75*scrsz(4)/2]);
GRAF_3=imread('PV.bmp');
image(GRAF_3),axis off;

%Grafico POLAR DE LA PRESION
figure('NumberTitle','off','name','Diagrama Polar','position',[3*scrsz(3)/4 scrsz(4)/2 scrsz(3)/4
0.75*scrsz(4)/2]);
polar(alfa,pre,'-b')
set(gca,'YDir','reverse')
title('Presion vs Alfa','FontWeight','bold','fontsize',12)

%*****
% Calculo de la Integral para WE WC y W
%*****
disp('~~~~~');
disp('~~~~~');
%Para todo un ciclo
minimo=0;
maximo=2*pi;
const1=Masa*R*V1/(2*s);
const2= Masa*R*V1*k/(2*s);
% los trabajos de ciclo se evaluan con la funcion "trabajo"

```

```

[WE,WC,W]=trabajo(minimo,maximo,Ang,b,B,const1,const2);
disp('~~~~~');
disp('Trabajo de expansion (J)=');
disp(WE);
disp('~~~~~');
disp('Trabajo de compresion (J)=');
disp(WC);
disp('~~~~~');
disp('W=WE+WC (J)=');
disp(W);
disp('~~~~~');
disp('~~~~~');

%*****
% Calculo de la Eficiencia mecanica
%*****
disp('=====');
disp('Ingrese datos del mecanismo:');
disp('-----');
E=input('Ingrese E del mecanismo=');

%-----
%Calculo de la eficiencia con el teorema IV
disp('~~~~~');
disp('    Calculo de la eficiencia con el teorema IV    ');
disp('~~~~~');
if t*r<=1
    S=0;
else
    S=(t_op*log(t_op)-(1+t_op)*(log(1+t_op)-log(1+r))-log(r))/((1-t_op)*log(r));
end
Nm=E-(1/E-E)*S;
disp('~~~~~');
disp('Eficiencia mecanica=');
disp(Nm);

%-----
disp('~~~~~');
disp(' Presion de amortiguamiento=Presion media ((Pmax*Pmin)^0.5) ');
disp('~~~~~');

%Determinacion de los dos puntos de interseccion del ciclo con Pmed
comp=abs(Pmed-a(:,3));
m=length(alfa);

%Los angulos donde se producen las intersecciones se determinan
%calculando la diferencia entre la presion de ciclo y la presion media.
%Comparando las diferencias,la menor de todas sera:
%donde la presion de ciclo es casi igual a la presion media.
%Posicion de Ang en el vector "alfa"
for i=1:m
    if alfa(i,1)==Ang
        posic1=i;
    end
end
%Posicion de (Ang+pi) en el vector "alfa"
for i=posic1:m

```

```

    if alfa(i,1)==Ang+pi
        posic2=i;
    end
end

g=comp(1,1);
%Primera interseccion
for i=1:posic1
    if comp(i+1,1)<g
        g=comp(i+1,1);
    else
        break
    end
end
alfa1=alfa(i,1);
Valfa1=V(i,1);    %Volumen para el Angulo alfa1
%Segunda interseccion
g=comp(posic2,1);
for j=posic2:-1:posic1
    if comp(j-1,1)<g
        g=comp(j-1,1);
    else
        break
    end
end
alfa2=alfa(j,1);
Valfa2=V(j,1);    %Volumen para el Angulo alfa2

%-----
%Calculo de A1
%-----
%Area bajo la curva de ciclo, en el intervalo alfa1 a Ang
minimo=alfa1; %extremo inferior del intervalo de la Integral
maximo=Ang; %Ingreso extremo superior del intervalo de la Integral
% los trabajos de ciclo se evaluan con la funcion "trabajo"
[WEA1,WCA1,WA1]=trabajo(minimo,maximo,Ang,b,B,const1,const2);
%Dominio del Volumen de "V" para A2
dV1=Valfa1-Vmin;
A1=abs(WA1)-dV1*Pmed;
disp('Area1: Sobre Pm y debajo de la curva del ciclo');
disp(A1);
%-----
%Calculo de A2
%-----
%Area bajo la curva de ciclo, en el intervalo alfa2 a (Ang+pi)
minimo=alfa2; %extremo inferior del intervalo de la Integral
maximo=Ang+pi; %Ingreso extremo superior del intervalo de la Integral
% los trabajos de ciclo se evaluan con la funcion "trabajo"
[WEA2,WCA2,WA2]=trabajo(minimo,maximo,Ang,b,B,const1,const2);
%Dominio del Volumen de "V" para A2
dV2=Vmax-Valfa2;
A2=dV2*Pmed-WA2;
disp('Area2: Debajo de Pm y encima de la curva del ciclo');
disp(A2);
disp('~~~~~');
%TRABAJO W_
disp('W_ (J)=')

```



```

funcion[WE, WC, W]=Trabajo(minimo,maximo,Ang,b,B,const1,const2)
% Calculo de la Integral para WE WC y W
% Se utiliza la regla compuesta de Simpson
% minimo es el extremo inferior de intregacion
% maximo es el extremo superior de intregacion
M=1000;           %Numero de subintervalos de la Integral
h=(maximo-minimo)/(2*M);
%Para la integral de TRABAJO DE EXPANSION WE
we = inline('sin(x)/(1+b*cos(B+x))','x','b','B');
s1=0;
s2=0;
for i=1:M
    x=minimo+h*(2*i-1);
    s1=s1+feval(we,x,b,B);
end
for i=1:(M-1)
    x=minimo+h*2*i;
    s2=s2+feval(we,x,b,B);
end
We=h*(feval(we,minimo,b,B)+feval(we,maximo,b,B)+4*s1+2*s2)/3;
WE=const1*We;

% Para la integral de TRABAJO DE COMPRESION WC
% Primer termino
w1 = inline('-sin(x)/(1+b*cos(B+x))','x','b','B');
s1=0;
s2=0;
for i=1:M
    x=minimo+h*(2*i-1);
    s1=s1+feval(w1,x,b,B);
end
for i=1:(M-1)
    x=minimo+h*2*i;
    s2=s2+feval(w1,x,b,B);
end
Wc1=h*(feval(w1,minimo,b,B)+feval(w1,maximo,b,B)+4*s1+2*s2)/3;
% Segundo termino
w2 = inline('sin(x-Ang)/(1+b*cos(B+x))','x','Ang','b','B');
s1=0;
s2=0;
for i=1:M
    x=minimo+h*(2*i-1);
    s1=s1+feval(w2,x,Ang,b,B);
end
for i=1:(M-1)
    x=minimo+h*2*i;
    s2=s2+feval(w2,x,Ang,b,B);
end
Wc2=h*(feval(w2,minimo,Ang,b,B)+feval(w2,maximo,Ang,b,B)+4*s1+2*s2)/3;
WC=const1*Wc1+const2*Wc2;

%El trabajo total
W=WE+WC;

```

```

%----- video_2-----
i=1;
clear GRAF
clear GRAF_2
clear GRAF_3
figure('NumberTitle','off','name','Video');
mov=avifile('video_beta.avi')

for alfa=0:2*pi/360:2*pi      %alfa=(0:2*pi/360:2*pi)';

subplot(2,2,2)
dt=pi/20;      %Defino el circulo
angc=0:dt:2*pi;
x=0.5*cos(angc); y=0.5*sin(angc);
Radio=5;
gg=[0:0.1:1];
pos_x=Radio*cos(2*pi-alfa);      % posicion del desplazador
pos_y=Radio*sin(2*pi-alfa);
pos_xx=Radio*cos(2*pi-alfa+Ang); % posicion del piston
pos_yy=Radio*sin(2*pi-alfa+Ang);
plot(x+pos_x,y+pos_y,'r-','linewidth',12) %Circulo desplazador
hold on
plot(x+pos_xx,y+pos_yy,'b-','linewidth',12) %Circulo piston
axis([-10 10 -10 10]),
text(3.5,6,'-- Desplazador','color','r','fontSize',8.5,'FontWeight','bold')
text(3.5,8,'-- Piston','color','b','fontSize',8.5,'FontWeight','bold')
lin_x=gg*(pos_x);      % abcisa "X" de la linea
lin_y=gg*(pos_y);      % ordenada "Y" de la linea
lin_xx=gg*(pos_xx);    % abcisa "X" de la linea
lin_yy=gg*(pos_yy);    % ordenada "Y" de la linea
plot(lin_x,lin_y,'r-','linewidth',5);
plot(lin_xx,lin_yy,'b-','linewidth',5);
hold off
title('ROTACION DEL CIGUEÑAL','FontWeight','bold','fontSize',7.5)

subplot(2,2,3)
ve=feval(Vc,alfa,V1,Xde);
vc=feval(Vc,alfa,V1,k,Ang,Xdc,Vo);
V=ve+vc+Xr*V1;
plot(alfa*180/pi,ve,'r-','linewidth',9);
hold on
axis([0 360 0 1.2*ymax]),
plot(alfa*180/pi,V-Xr*V1,'b-','linewidth',9); % Se grafica Ve+Vc
xlabel('Angulo (\alpha)','fontSize',8)
ylabel('Volumen (m^3)','fontSize',8)
title('DIAGRAMA DE MOVIMIENTO','FontWeight','bold','fontSize',7.5)

subplot(2,2,4)
pre=(Masa*R/s)*feval(p,alfa,b,B);
hii = polar([0 2*pi], [0 Pmax]);
delete(hii)
hold on
polar(alfa,pre,'-b')
set(gca,'YDir','reverse')
title('PRESION vs ALFA','FontWeight','bold','fontSize',7.5)

subplot(2,2,1)

```

```
plot(V,pre,'linewidth',9,'Color',[0 0.5 0])
axis([0 1.5*Vmax 0 1.2*Pmax]),
title('DIAGRAMA P-V','FontWeight','bold','fontsize',7.5)
xlabel('Volumen (m3)','fontsize',8)
ylabel('Presion (N/m2)','fontsize',8)
hold on

F=getframe(gcf) ;
mov =addframe(mov,F);
i=i+1;
end
mov=close(mov);
hold off
```