



Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Simulación de un motor Ericsson

Autor:

Carlos Postigo Delgado

Dirigido por:

Domingo Santana Santana

*A Ignacio,
sin su inestimable ayuda
no habría llegado tan lejos.*

Resumen

En el marco actual en el que nos encontramos el auge de las energías renovables es más que evidente, surgiendo en los últimos años numerosos métodos para aprovechar las fuentes de energía que no se agoten y sean limpias. Dentro de este campo destaca la aparición de los discos Stirling, capaces de generar electricidad a partir de la radiación solar. Debido a las limitaciones de potencia que estos dispositivos tienen hay que encontrar formas de optimizar, pudiendo estos ser sustituidos por motores Ericsson. A priori con esto se pretende conseguir un aumento en la eficiencia y el aprovechamiento de recursos y ver si esto realmente es así será el objetivo de nuestro estudio.

Hemos partido del modelado de un motor Ericsson, adimensionalizando todos sus parámetros y realizando un estudio para ver el comportamiento del motor según el rango en el que nos encontremos.

Primero se realizó el modelado global del motor, con el que poder obtener unos resultados generales del mismo. Después se procedió al estudio de la compresión y la expansión por separado, para así entender cada ciclo.

Una vez obtenidos estos resultados se optó por juntarlos para poder determinar los puntos en los que es factible el funcionamiento del motor. Con ello ya se pudo proceder a calcular la potencia y el rendimiento que se obtiene con su funcionamiento.

Para realizar la comparación con el motor Stirling se optó por obtener puntos de funcionamiento del mismo de otro análisis propuesto. Estas condiciones se adimensionalizaron y se fue a las gráficas obtenidas del ciclo Ericsson, con las que se pudo comprobar que efectivamente dan mejor resultado.

Abstract

Nowadays the use of renewable energies has been increasing, appearing in the last years lots of new ways to take advantage of resources that are clean and naturally replenished on a human timescale. Within this field highlights the emergence of Stirling dishes, capable of generating electricity from solar radiation. Due to the power limitations that these devices have a way to optimize them must be found, a possible solution is to use Ericsson engines instead. Beforehand we want to achieve an increase in efficiency and use of resources and see if it is really so.

We have started with the modeling of an Ericsson engine, using dimensional analysis in all its parameters and we have also conducted an analysis of the performance of the engine according to the range in which we are working on.

Firstly a global modeling of the whole engine was made, by using it we could obtain some overall results. Then we proceeded to study compression and expansion separately, in order to understand each cycle.

After obtaining these results they were superposed in order to determine the operation points. We could then calculate the power and efficiency of the engine.

For the comparison with the Stirling engine we first had to obtain some operation points of this engine from other proposed analysis. We made use of dimensional analysis in order to be able to use them in the graphs obtained from Ericsson cycle, and then it was found that it gives us more power as we supposed it was going to be.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
2. APLICACIONES ACTUALES.....	3
3. OBJETIVO	4
4. MOTOR STIRLING.....	5
5. MOTOR ERICSSON	15
6. DESARROLLO DEL MODELO	23
7. RESULTADOS	38
8. COMPARACIÓN.....	50
9. CONCLUSIONES.....	51
10. REFERENCIAS.....	52

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 DISCO STIRLING [2]	3
FIGURA 2 EJEMPLO DE MOTOR STIRLING [4]	5
FIGURA 3 DISEÑO ORIGINAL DE ROBERT STIRLING [5].....	7
FIGURA 4 CICLO STIRLING COMPLETO [6]	7
FIGURA 5 MOTOR STIRLING [6]	8
FIGURA 6 TIPO ALPHA [7]	10
FIGURA 7 TIPO BETA [7].....	10
FIGURA 8 TIPO RÓMBICO [7].....	10
FIGURA 9 [7].....	13
FIGURA 10 [7]	13
FIGURA 11 [7]	14
FIGURA 12 [7]	14
FIGURA 13 EJEMPLO DE MOTOR ERICSSON EN 1867 [10].....	15
FIGURA 14 CICLO ERICSSON [12]	16
FIGURA 15 CICLO DE COMPRESIÓN [9].....	17
FIGURA 16 CICLO DE EXPANSIÓN [9].....	18
FIGURA 17 ESQUEMA DE MOTOR ERICSSON [10].....	19
FIGURA 18 ESQUEMA DE MOTOR ERICSSON 2 [11]	21
FIGURA 19.....	21
FIGURA 20.....	22
FIGURA 21.....	22
FIGURA 22.....	23
FIGURA 23 ESQUEMA DEL MOTOR A ANALIZAR [9].....	24
FIGURA 24 RENDIMIENTO TÉRMICO PARA DIFERENTES EFICIENCIAS.....	38
FIGURA 25 RENDIMIENTO TÉRMICO PARA DIFERENTES EFICIENCIAS.....	39
FIGURA 26 RATIO DE PRESIONES EN EL COMPRESOR EN FUNCIÓN DE DIFERENTES VALORES DEL VOLUMEN MUERTO ADIMENSIONAL.....	40
FIGURA 27 RATIO DE PRESIONES EN LA EXPANSIÓN EN FUNCIÓN DE DIFERENTES VALORES DEL VOLUMEN MUERTO ADIMENSIONAL CON RECOMPRESIÓN DEL VOLUMEN MUERTO	41
FIGURA 28 RATIO DE PRESIONES EN LA EXPANSIÓN EN FUNCIÓN DE DIFERENTES VALORES DEL VOLUMEN MUERTO ADIMENSIONAL SIN RECOMPRESIÓN DEL VOLUMEN MUERTO	41
FIGURA 29 TEMPERATURA EN EL CILINDRO DE EXPANSIÓN AL ABRIR LA VÁLVULA DE ENTRADA, SIN RECOMPRESIÓN DEL VOLUMEN MUERTO	42
FIGURA 30 PUNTOS DE OPERACIÓN CON RECOMPRESIÓN DEL VOLUMEN MUERTO	43
FIGURA 31 PUNTOS DE OPERACIÓN SIN RECOMPRESIÓN DE VOLUMEN MUERTO.....	44
FIGURA 32 POTENCIA NETA Y RATIO DE PRESIÓN EN FUNCIÓN DE LA CAPACIDAD DEL CILINDRO	45
FIGURA 33 RENDIMIENTO EN FUNCIÓN DEL RATIO DE CAPACIDAD	46
FIGURA 34 AJUSTE DE VÁLVULAS EN LA COMPRESIÓN	47
FIGURA 35 AJUSTE DE VÁLVULAS EN LA EXPANSIÓN	48

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1 PARÁMETROS DE LA COMPRESIÓN	27
TABLA 2 PARÁMETROS DE LA EXPANSIÓN	30
TABLA 3 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO STIRLING [6].....	49
TABLA 4 COMPARACIÓN DE RENDIMIENTOS	50

NOMENCLATURA

Ericsson

C_p, C_v : calor específico a presión y temperatura constantes, $\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$

$k := (\gamma - 1)/\gamma$

m : masa de aire, kg

\dot{m} : flujo másico, kg s^{-1}

n : velocidad de rotación s^{-1}

p : presión, Pa

Q : calor, J

\dot{Q} : potencia térmica, W

r : constante de los gases, $\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$

T : temperatura, K

V : volumen, m^3

w : trabajo específico, J kg^{-1}

W : trabajo, J

\dot{W} : potencia mecánica, W

Letras griegas

β : presión adimensional

γ : C_p/C_v

δ : masa o flujo másico adimensional

ε : eficacia del recuperador de calor

η_{th} : rendimiento térmico indicado

θ : temperatura adimensional

μ : volumen muerto adimensional

Π : potencia o trabajo adimensional

ϕ : volumen adimensional

Subíndices

C : cilindro de compresión

cr : estado del fluido entre C y R

E : cilindro de expansión

er : estado del fluido entre E y R

h : estado del fluido a la salida de H

H : calentador

i : hace referencia a C ó E

k : estado ambiente a la entrada del compresor

R : recuperador de calor

rh : estado del fluido entre R y H

rk : estado del fluido entre R y K

th : térmico

Stirling

A : área, m^2

C_p, C_v : calor específico a presión y temperatura constantes, $J\ kg^{-1}K^{-1}$

C_R : calor específico del material del regenerador, $J\ kg^{-1}K^{-1}$

D : diámetro, m

d : diámetro del cable, m

f : frecuencia, Hz

h : coeficiente de transferencia de calor, $W\ m^{-2}K^{-1}$

K : ratio de volumen muerto, V_{dead}/V_{max}

k_p : ratio del volumen del cilindro, V_p/V_d

L : longitud del regenerador, m

m_g : masa del fluido de trabajo, kg

N : número de lámina en el regenerador

N_R : número de regenerador

n : índice politrópico

n_r : velocidad de giro, rpm

P : presión del fluido en el ciclo, kPa

P_m : presión media del fluido en el ciclo, kPa

Pr : número de Prandtl

Q : calor disipado o aportado, kJ

Q_{in} : calor aportado total, kJ

R : constante de los gases, $J\ kg^{-1}K^{-1}$

r : ratio de compresión, V_{max}/V_{min}

S : carrera del pistón, m

T : temperatura del fluido en el ciclo, K

V : volumen del fluido en el ciclo, m^3

V_{dead} : volumen muerto del motor, m^3

V_{min} : volumen mínimo del motor, m^3

V_{max} : volumen máximo del motor, m^3

V_p : volumen recorrido del cilindro, m^3

V_d : volumen recorrido del *displacer*, m^3

W : trabajo obtenido, kJ

Letras griegas

α : ángulo de fase, rad

ΔP : pérdida de presión, kPa

ΔT : diferencia de temperatura en los intercambiadores de calor, K

ε_R : eficacia del recuperador de calor

η : eficiencia térmica

γ : C_p/C_v

φ : ángulo del cigüeñal, rad

ρ : densidad, $kg\ m^{-3}$

τ : ratio de temperaturas, T_3/T_1

Subíndices

C: cilindro

c: proceso de compresión

e: proceso de expansión

f: fricción

H: temperatura del foco caliente en el calentador

L: temperatura del foco frío en el enfriador

net: trabajo neto

poly: politrópico

R: regenerador

st: acero

throt, R: regulación en el regenerador

w: velocidad del pistón

II, irr: Segunda Ley irreversibilidad

1. Introducción

Un motor es una máquina térmica capaz de transformar el calor en trabajo mecánico. Opera entre un foco caliente y un foco frío, aprovechando estas diferencias de temperatura para convertir parte de ese flujo de calor en trabajo.

Tradicionalmente la clasificación de estos motores se hace según el tipo de combustión del mismo. Encontrándose dos grandes grupos, siendo estos los motores de combustión interna y los motores de combustión externa. [1]

A pesar de que el presente trabajo versa sobre un tipo muy específico de máquina, se van a introducir todos ellos para tener una mejor visión global de los motores térmicos.

-Motores de combustión interna:

Son aquellos en los que la combustión se produce dentro del propio motor, en una cámara en la que se producirán gases que serán aprovechados para generar trabajo.

Sus principales usos se encuentran en la automoción (motores alternativos) y la industria aeronáutica (turbinas), pero también se utilizan tanto para la propulsión de navíos como para la generación de energía eléctrica para pequeñas instalaciones.

Dentro de esta clasificación podemos encontrar una subdivisión de los mismos, entre los que se encuentran los siguientes tipos:

·Motores alternativos:

Su principal característica es que aprovechan la combustión para impulsar un pistón en un movimiento alternativo de subida y bajada.

Aquí podemos encontrar dos tipos, según el combustible utilizado para aportar energía.

Motor de Ignición Forzada (MIF): utiliza gasolina como combustible, la cual se inyecta en el émbolo y requiere de una chispa para detonar. Existen los motores de dos y cuatro tiempos.

Motor de Ignición Espontánea (MIE): el combustible utilizado es gasóleo o diésel y su principal característica es que comienza a arder al aumentar lo suficiente la temperatura en el émbolo. Su ciclo de funcionamiento es de dos tiempos.

·Motores rotativos:

Utilizan la combustión para hacer un eje directamente. Su principal exponente son las turbinas de gas, que aprovechan la compresibilidad del fluido de trabajo para extraer potencia.

Existen más tipos de este motor, pero no son de excesivo interés y carecen de utilidad real.

·Motores a reacción:

Este último ejemplo de motores de combustión interna aprovecha el chorro de un fluido a alta velocidad para ganar empuje.

-Motores de combustión externa:

El presente trabajo trata sobre un motor de esta clase, por lo que resulta de mayor interés explicar de una forma más detallada su funcionamiento.

Este tipo de máquina térmica se caracteriza porque la fuente de calor se encuentra fuera del propio artefacto. Cabe reseñar que la energía no tiene por qué obtenerse mediante combustión únicamente, pueden ser usados también para recuperar y aprovechar el calor liberado en otros procesos y, como se verá más adelante, utilizando la radiación solar para que incida sobre el foco caliente y obtener así energía limpia.

La transmisión de calor al fluido de trabajo puede realizarse a través de una pared, como ocurre en las calderas de los ciclos Rankine, o con un intercambiador de calor.

Estas máquinas suelen operar con un ciclo cerrado, esto quiere decir que el fluido de trabajo se reutiliza ya que este no sufre degradación durante el proceso. Esto ofrece ventajas, principalmente económicas con respecto a los motores de combustión externa. También hace que sean motores más sencillos de fabricar.

Podemos encontrar las turbinas y las máquinas de vapor dentro de este tipo de motores, pero no nos explayaremos más a la hora de comentarlos puesto que no son el objetivo del proyecto.

Los que resultan de interés en nuestro proyecto son los motores alternativos de combustión externa, el más importante de todos es el motor Stirling. Éste es la base sobre la que se desarrolla el motor Ericsson, verdadero objeto de nuestro estudio. Sobre el que desarrollaremos la formulación que rige su funcionamiento y explicaremos sus diferencias con el Stirling previamente mencionado para ver las ventajas que tiene respecto a este.

Este tipo de motor resulta de gran utilidad cuando no es posible realizar una combustión interna y el foco de calor que tenemos nos obliga a aportar la energía de manera externa.

2. Aplicaciones actuales

Hoy en día las aplicaciones más interesantes de esta tecnología se encuentran en el campo de las energías renovables, concretamente en el aprovechamiento de la energía solar mediante concentradores parabólicos o discos Stirling. [1]

Esta tecnología nos permite concentrar la energía procedente del sol en un punto, alcanzando así temperaturas muy elevadas. En el foco del disco parabólico se coloca un motor Stirling, con el que podremos convertir esa energía en trabajo mecánico para obtener electricidad.

Podemos obtener potencias limitadas (hasta 25 kW), no pudiendo competir con las grandes centrales térmicas. Pero sí se pueden encontrar utilidades en zonas más aisladas ya que sí se puede competir con otros sistemas como pueden ser los generadores Diesel o fotovoltaicos.

Nuestro interés en esta tecnología radica en saber si resulta factible utilizar un motor Ericsson debido a que la potencia que podemos obtener de éstos es mayor que en un Stirling trabajando a las mismas condiciones.



Figura 1 Disco Stirling [2]

3. Objetivo

El objetivo del presente proyecto es el desarrollo del modelo y simulación de un motor Ericsson y su posterior comparación con un motor Stirling.

Con ello se quiere comprender el funcionamiento de este tipo específico de motor para así poder presentar las ventajas y desventajas que éste tiene con respecto al Stirling, para así ver el interés que puede tener el utilizarlo ahora que existe un incremento en su demanda debido al auge de las energías renovables.

Del mismo modo propondremos un modelo para simular el motor Stirling con el objetivo de obtener puntos de funcionamiento del mismo a unas determinadas condiciones, con ello pretendemos ver el trabajo producido con la modelización del motor Stirling en esos puntos y ser capaces de comparar ambos.

4. Motor Stirling

Un motor Stirling [3] es un tipo de máquina térmica de combustión externa con un ciclo cerrado regenerativo que opera en las siguientes condiciones:

1. Con presiones elevadas del fluido de trabajo.
2. Sin combustible fósil.
3. Sin válvulas.
4. El aporte de calor se realiza a través de las paredes del cilindro o mediante un intercambiador de calor.



Figura 2 Ejemplo de motor Stirling [4]

El funcionamiento del mismo está regido por un ciclo termodinámico convencional de los motores térmicos, que tiene las siguientes etapas:

- Compresión
- Aporte de calor
- Expansión
- Cesión de calor

A pesar de seguir el mismo proceso que los motores de combustión interna convencionales, al tratarse éste de un ciclo cerrado que recibe la energía mediante un aporte de calor externo, hay que relatar las principales diferencias que nos encontramos.

En primer lugar nos encontramos con que nuestro fluido de trabajo es tradicionalmente aire. Existiendo también diseños en los que se utiliza helio (He) o hidrógeno (H₂). Éste se mantiene siempre en el interior del motor, sin haber intercambio de masa con el exterior. Por lo que no nos encontraremos válvulas ni orificios de entrada o salida de gases.

El aporte de energía se realiza mediante intercambiadores de calor, mientras que tradicionalmente se consigue mediante la adición de un oxidante al combustible.

Para regular la velocidad de funcionamiento del mismo habría que variar la cantidad de fluido de trabajo que opera en el motor o cambiando la presión media a la que se encuentra. Pero si queremos tener control sobre la misma vamos a requerir de un juego de válvulas con sus correspondientes tuberías que conecten las partes. Cabe destacar que estas válvulas no jugarían el mismo papel que en un ciclo Otto o Diesel. Sobre este punto haremos más hincapié en la descripción del motor Ericsson, que básicamente es una modificación del ciclo Stirling con la adición de las ya mencionadas válvulas.

Debido a lo explicado anteriormente, nuestro motor tiene ciertas ventajas y desventajas con respecto a los de combustión interna.

Dentro de las ventajas encontramos las siguientes:

La falta de válvulas y explosiones en el interior del cilindro minimiza el ruido del mismo y a su vez aumenta su durabilidad. El mantenimiento del mismo es más sencillo.

Como la energía la recibimos de un foco caliente, éste puede provenir de una fuente de energía renovable. Por lo tanto no contaminaremos al sacar energía, siendo este uno de los puntos más interesantes a la hora de utilizar un motor Stirling.

Por otro lado tenemos las siguientes desventajas:

Al ser un sistema cerrado, no podremos aprovechar los gases de escape de ninguna forma ya que no existen como tal. Esto también nos obliga a tener buenos sistemas de refrigeración ya que el calor no se puede ceder mediante transferencia de masa.

No vamos a alcanzar grandes potencias en comparación y al trabajar en las mismas condiciones tendremos que tener un buen sistema para no perder gases.

Un punto crítico para obtener un buen funcionamiento está en conseguir una buena separación entre los focos caliente y frío, al mismo tiempo que conseguir un buen método para comunicar ambas partes y hacer que fluya nuestro gas de trabajo.

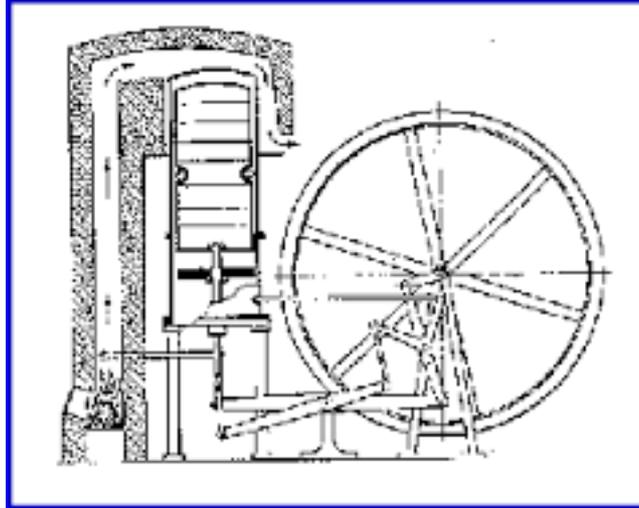


Figura 3 Diseño original de Robert Stirling [5]

4.1 Ciclo Stirling

Como se muestra en la figura, un ciclo Stirling ideal consta de los siguientes cuatro procesos: dos procesos politrópicos (compresión y expansión) y dos procesos isócoros.

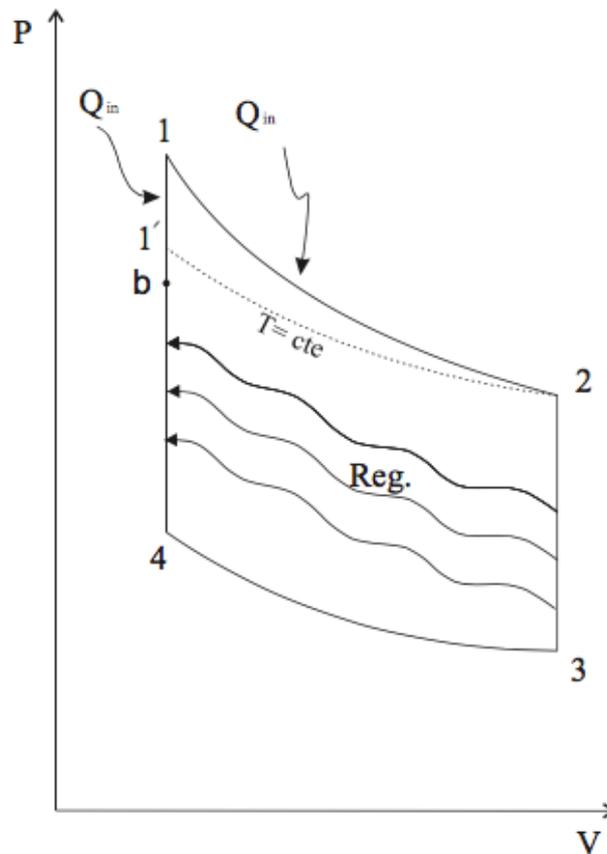


Figura 4 Ciclo Stirling completo [6]

1-2 Expansión politrópica. Intercambiamos calor con el ambiente y con la fuente de calor mientras obtenemos trabajo.

2-3 Proceso de enfriamiento isócoro. Cedemos el calor al regenerador mediante el mallado del mismo y lo llevamos al espacio donde posteriormente será comprimido.

3-4 Compresión politrópica. Intercambiamos el calor con el ambiente y el foco frío para cederlo.

4-1 El fluido absorbe el calor del regenerador que ha sido cedido en el proceso de enfriamiento y realizamos un aporte externo hasta llegar a la temperatura deseada.

4.2 Estructura del motor

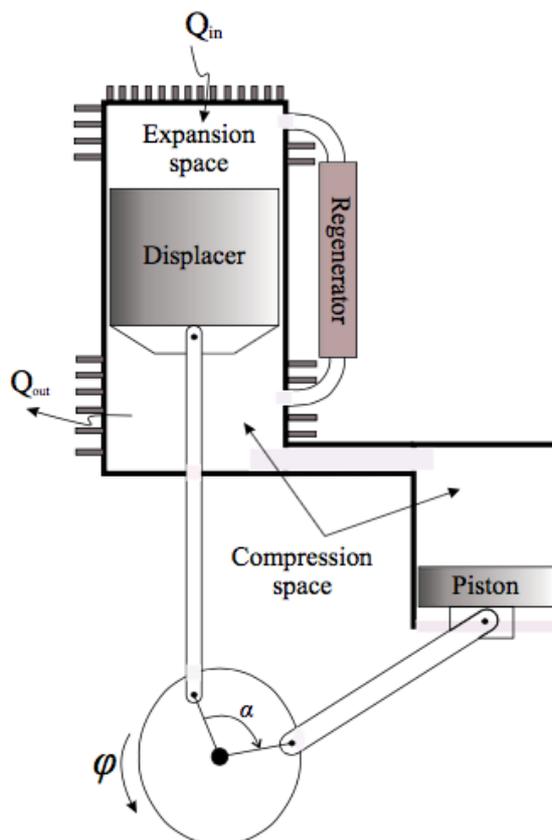


Figura 5 Motor Stirling [6]

Como se puede ver en la figura un motor Stirling no consta de muchos elementos, los cuales están claramente diferenciados. Cabe reseñar entonces que la estructura del mismo es muy simple, sobre todo si la comparamos con motores más tradicionales como pueden ser los Otto o Diesel.

-Cilindro

En primer lugar tenemos un único cilindro en el que se realizan tanto los procesos de expansión como de compresión. El volumen en el que ocurren ambos procedimientos están bien diferenciados. El paso del fluido de trabajo de uno a otro queda determinado en todo momento por la posición del pistón *displacer*.

-Intercambiadores de calor

Dentro de estos dos volúmenes llevaremos a cabo también la transferencia de energía a través de los intercambiadores de calor. Siendo en el de expansión donde se realiza el aporte externo de calor y en el de compresión donde disiparemos el exceso de calor al ambiente.

-Regenerador

Dentro de la transferencia de calor encontramos otro elemento importante, conocido como regenerador o recuperador de calor. Éste se sitúa entre ambos volúmenes, en las tuberías que conectan ambos. Con él podemos conseguir que el calor que tengamos que aportar al cilindro y el que tenemos que disipar se reduzca, aumentando así la eficiencia del conjunto.

-Pistón y Displacer

Por último tenemos los dos elementos más importantes de todo el conjunto, con los que podemos obtener trabajo.

El primero es el pistón, cuya función es llevar el gas a la presión de trabajo requerida (compresión).

El segundo es el *displacer* con el que dejaremos definidos los volúmenes de compresión y expansión durante el ciclo en todo momento. También estipula cuando se conectan ambos espacios para que el gas fluya de uno a otro. Por último y dependiendo de la configuración del motor Stirling seremos capaces de obtener trabajo.

Es importante aclarar que ambos pistones tienen que estar desfasados el uno del otro para un correcto funcionamiento. Esto se realiza mediante un mecanismo que los une, pero el cual no se encuentra dentro de nuestro estudio.

Estos son los elementos más característicos de este motor, pero pueden no ser los únicos y presentarse en diferentes configuraciones con las que obtendremos distintos resultados.

Algunos ejemplos de ellos son los siguientes

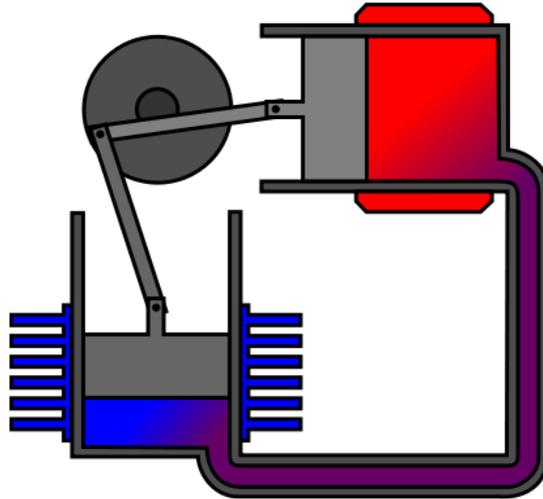


Figura 6 Tipo alpha [7]

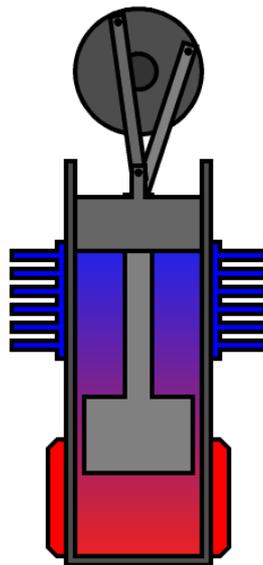


Figura 7 Tipo beta [7]

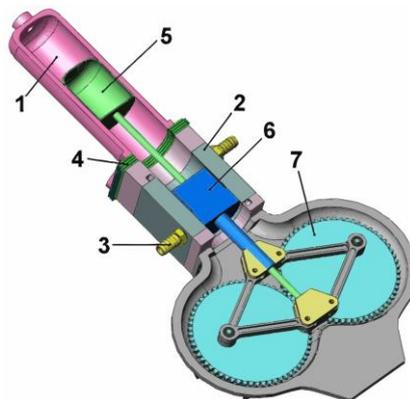


Figura 8 Tipo rómbico [7]

4.3 Funcionamiento del motor

Podemos resumir el funcionamiento de este motor de la manera siguiente: [8]

1. En un motor Stirling la energía térmica se convierte en energía mecánica primero comprimiendo una cantidad determinada de fluido de trabajo a baja temperatura y después (habiendo aportado calor) dejando que se expanda a alta temperatura. Debido a que el pistón consume menos trabajo en la compresión que lo que aporta durante la expansión, del motor podemos obtener una potencia neta.
2. En un principio, ya que disponemos de un recuperador de calor, únicamente es necesario aportar calor para compensar la tendencia del fluido a enfriarse durante el proceso de expansión y evacuar el calor para compensar el aumento de temperatura del mismo durante la compresión.
3. La variación de temperatura del fluido que necesitamos la obtenemos dividiendo el motor en dos partes. Una parte caliente y otra fría entre las cuales el fluido se va a mover de una a otra según la posición del pistón que las define en cada momento.
4. Las variaciones de volumen de ambos espacios deben estar desfasadas la una de la otra, y el ciclo que se crea al variar estos volúmenes debe estar a su vez desfasado con el ciclo de presiones si queremos obtener potencia de eje.

Con estas premisas podemos explicar la evolución del motor durante su ciclo de funcionamiento. Éste se basa en calentar y enfriar de manera alterna una determinada cantidad de fluido. En una primera aproximación utilizaremos un modelo básico de pistón-cilindro para definir cómo funciona el mismo.

Al añadir calor al fluido éste aumenta su presión y el pistón se desplaza hacia la derecha al expandirse el gas de trabajo.

Como el fluido se expande, la presión en el cilindro va decreciendo. Para compensar el enfriamiento que tiene lugar por este efecto el aporte de calor se mantiene para así conseguir tener un proceso isoterma. Cuando el pistón alcanza el punto muerto inferior el aporte de calor se detiene y enfriamos el cilindro con una fuente externa.

Durante este proceso de enfriamiento la presión del fluido disminuye. Por lo tanto el pistón empezará a moverse a la izquierda, comprimiendo el gas. El enfriamiento se mantiene durante este proceso, contrarrestando el aumento de temperatura inherente a la compresión, llevando a cabo de esta manera un proceso isoterma.

Cuando el pistón llega al punto muerto superior se termina el enfriado y comenzamos a calentar de nuevo, cerrando de esta manera el ciclo.

Podemos obtener una potencia neta debido a que el proceso de expansión se lleva a cabo a una presión de trabajo mayor que la compresión. Aportándonos así un mayor trabajo que el requerido por el sistema para realizar la compresión.

De todos modos y como ya se ha explicado con anterioridad esto únicamente nos vale para explicar de manera somera cómo funciona nuestro motor, puesto que esta forma de operar no es eficiente ni práctica. Estamos exigiendo a los materiales soportar unos cambios muy bruscos de temperatura y estos mismos procesos son demasiado rápidos. Además los volúmenes frío y caliente no están diferenciados. Haciendo todo esto que la eficiencia que podamos obtener sea muy baja haciendo que el motor no tenga interés suficiente para buscar aplicaciones.

El problema que se nos plantea es cómo separar de un amañera práctica estos dos espacios para aumentar la potencia que podamos sacar del motor. En un primer momento se puede pensar en tener una parte del cilindro a la temperatura del foco caliente y otra a la del foco frío, pero esto no puede funcionar puesto que nuestro fluido estaría recibiendo y desprendiendo energía de manera constante no pudiendo sacar potencia al motor.

La solución que encontró Robert Stirling fue la de añadir en el cilindro otro pistón, denominado *displacer*. El objetivo de este nuevo elemento es el de separar de manera eficiente los dos volúmenes y hacer que el fluido pase de uno a otro en el momento adecuado del ciclo. De esta manera se consigue tener ambos espacios (frío y caliente) bien definidos en cada momento y podemos hacer que el gas fluya de uno a otro en la manera que nos interesa. Así conseguiremos un correcto funcionamiento del motor.

Es importante destacar que para que el conjunto pistón-*displacer* opere de la manera requerida estos dos elementos tienen que estar desfasados el uno del otro. Esto se conseguirá mediante un mecanismo que los conecta. La principal razón que lo explica es que para que el fluido esté todo él en el volumen caliente en un punto del ciclo y en el volumen frío en el siguiente es necesario realizar esta operación.

Otro elemento importante del motor Stirling es el *economizador* o *regenerador*. Con este componente lo que conseguimos es recuperar el calor que normalmente cederíamos al ambiente para devolvérselo al fluido. De esta manera lo precalentamos y el aporte externo necesario para llegar a la temperatura requerida será menor. Teniendo esto en cuenta se puede ver que el regenerador funciona como un precalentador en una parte del ciclo y como preenfriador en otra, disminuyendo así la flujo calorífico que se requiere en los intercambiadores de calor.

Una vez vemos las modificaciones que tiene el motor Stirling con respecto al ciclo básico, vamos a proceder a explicar el funcionamiento real del mismo.

a. En este instante el *displacer* se encuentra en su posición más baja y el pistón en la más alta, quedando definido así el volumen frío en el que se encuentra el fluido.

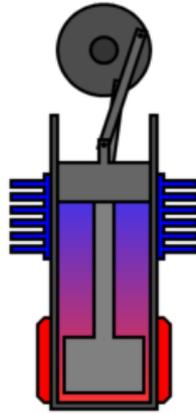


Figura 9 [7]

El pistón se verá forzado a desplazarse comprimiendo de esta manera el gas y haciendo que el mismo alcance su menor temperatura.

b. El *displacer* sigue estando en la misma posición pero el pistón ha alcanzado su punto muerto inferior. En este momento el fluido de trabajo se encuentra comprimido.

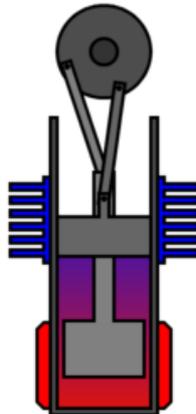


Figura 10 [7]

El *displacer* ahora se empieza a desplazar hacia arriba, haciendo que el fluido atraviese el regenerador y llegue al volumen caliente del cilindro en el que se le terminará de aportar calor. El volumen se mantiene constante, pero la presión aumenta debido al aporte de calor que se produce. Cabe reseñar que el *displacer* aún no ha alcanzado su punto más alto.

c. Después de este proceso en el que aportamos energía al fluido llegamos a este punto en el que el pistón se encuentra cercano su punto muerto superior y el *displacer* al final de la subida.

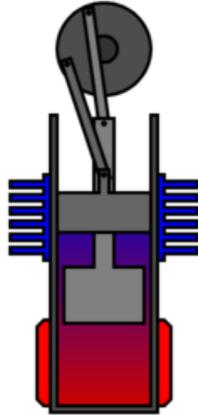


Figura 11 [7]

Debido a este aumento de presión el fluido se expande llevando a ambos, pistón y *displacer* a su posición más baja obteniendo así trabajo.

d. En este punto se encuentra el *displacer* bajando y el pistón en su punto muerto superior.

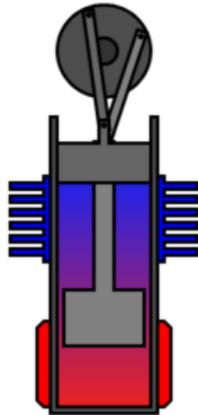


Figura 12 [7]

Ahora el *displacer* recorrerá el cilindro en sentido opuesto empujando el fluido al volumen frío pasando por el regenerador y llegando al estado *a* de nuevo.

Como se comentó anteriormente y una vez explicado el ciclo con el *displacer* podemos ver que el movimiento de ambos está desacoplado, para poder definir así cada volumen y el flujo del gas de uno a otro durante el proceso

5. Motor Ericsson

Un motor Ericsson es una máquina térmica que funciona con aporte de calor externo. Tiene claramente diferenciados los volúmenes en donde se realiza la compresión y la expansión. Utiliza gases como fluido de trabajo. [9]

Su estructura y ciclo es muy similar a la del motor Stirling, pero a diferencia de éste utiliza un juego de válvulas para separar los cilindros durante los procesos de expansión y compresión. De la misma forma puede actuar como un ciclo cerrado o abierto.

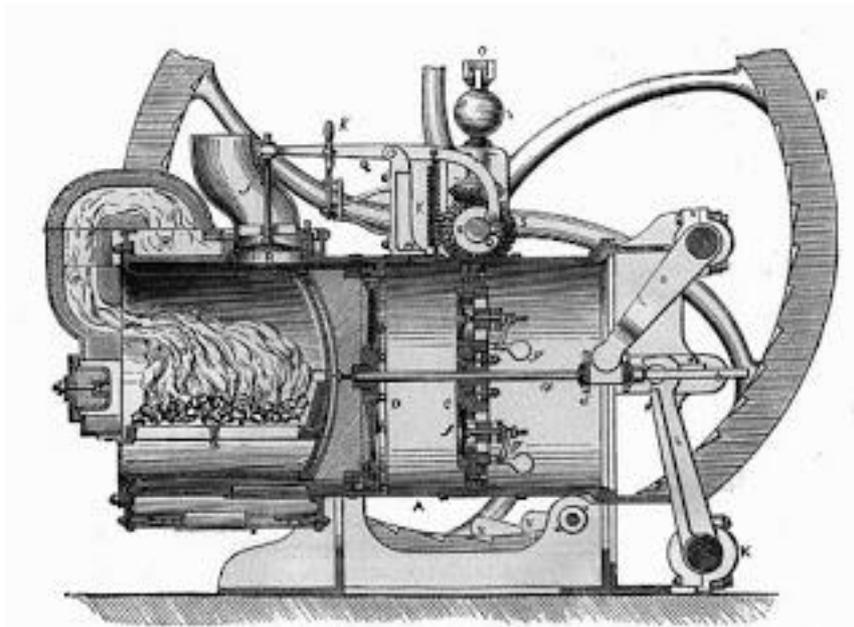


Figura 13 Ejemplo de motor Ericsson en 1867 [10]

A pesar de contar con un ciclo muy similar al Stirling y formar parte de la misma clase de motores, que en ocasiones se conocen como “motores de aire caliente” o *“hot air engines”* en su denominación inglesa, hay que relatar sus principales diferencias para entender el funcionamiento de cada uno.

Seguimos utilizando aire o gases como el hidrógeno o helio como fluido de trabajo y el aporte de energía se realiza de forma externa. Pero la principal característica diferenciadora de este motor Ericsson es la inclusión de válvulas.

Con éstas válvulas conseguimos tener un mayor control del fluido durante el ciclo, al mismo tiempo que podemos tener los espacios dedicados a la expansión y la compresión perfectamente separados, dando esto una gran ventaja y que aportará un aumento en el rendimiento del mismo. Aunque la inclusión de estos elementos añade complejidad mecánica al conjunto, complicando el funcionamiento del mismo así como el mantenimiento.

Otro elemento importante es el recuperador de calor. Ya explicamos su estructura y el trabajo que tiene el mismo dentro del conjunto. En este motor seguimos haciendo uso de este componente, pero al tener el motor un medio diferente de

comunicación de las partes del cilindro donde comprimimos y expandimos será un poco diferente.

El recuperador en este caso se puede simplificar y convertir en un simple intercambiador de calor a contracorriente, que también actuará como preenfriador si el ciclo es cerrado, perdiendo esta función cuando el ciclo es abierto y descargamos el gas a la atmósfera.

Por último y como se ha podido observar, gracias a la configuración de las válvulas para separar los volúmenes en los que trabajaremos perdemos la necesidad de utilización de un pistón *displacer*.

5.1 Ciclo Ericsson

Como podemos observar en la figura el ciclo Ericsson ideal se compone de estos cuatro procesos, dos de ellos son isóbaros y los otros dos isotermos. [11]

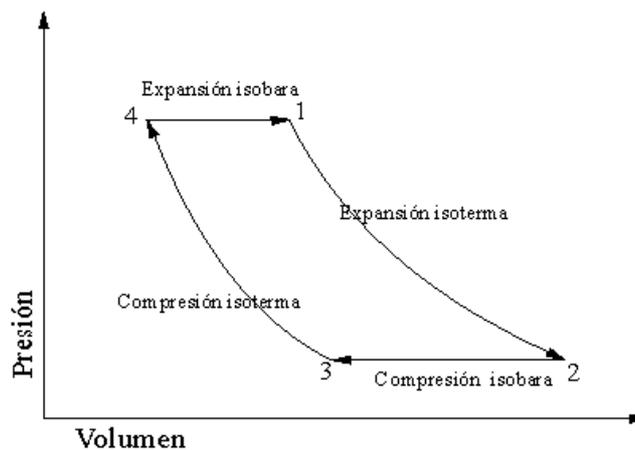


Figura 14 Ciclo Ericsson [12]

1-2 Expansión isotérmica

2-3 Cesión de calor a presión constante

3-4 Compresión isotérmica

4-1 Adición de calor a presión constante

Este es el ciclo del conjunto del motor, pero según el estudio realizado del mismo se ha podido determinar que para una mejor comprensión del mismo es conveniente separar los ciclos que se llevan a cabo en el cilindro de compresión y en el de expansión.

Ambos procesos se llevan a cabo de la misma manera, mediante expansiones y compresiones isentrópicas e intercambios de calor y masa a presión constante. Dentro de estos dos subciclos es interesante explicar también el juego de las válvulas para ver cómo se acoplan entre ellos y ver el funcionamiento de todo el conjunto.

5.1.1 Ciclo de compresión

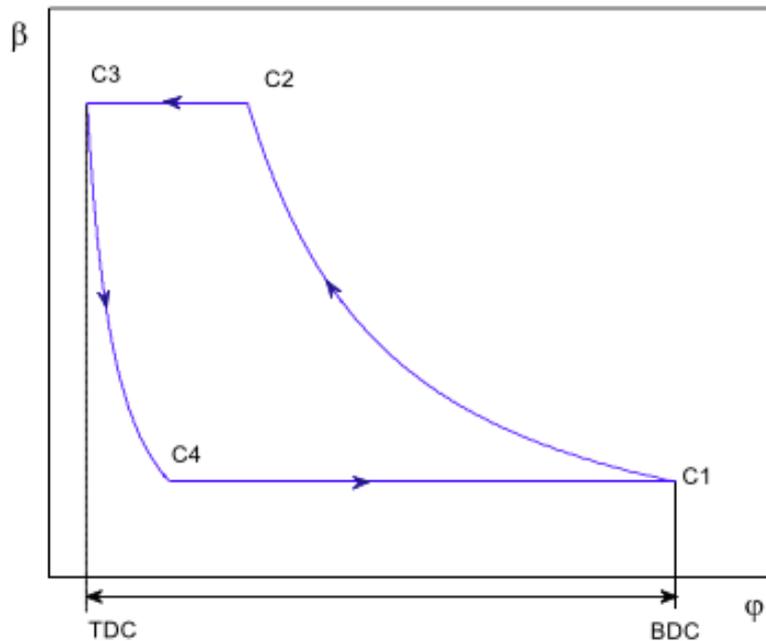


Figura 15 Ciclo de compresión [9]

C1-C2 Compresión isentrópica. Ambas válvulas permanecen cerradas

C2-C3 Se realiza la expulsión del gas ya comprimido al cilindro de expansión, es isóbaro. La válvula de entrada sigue cerrada y la de salida se encuentra abierta.

C3-C4 Expansión isentrópica del volumen muerto. Se prepara el cilindro para la admisión del gas. Ambas válvulas se encuentran cerradas.

C4-C1 Se realiza la admisión del gas que posteriormente comprimiremos. Es un proceso isóbaro. La válvula de entrada está abierta y la de salida permanece cerrada.

C1: La válvula de entrada se cierra

C2: Se abre la válvula de salida

C3: La válvula de salida se cierra

C4: Se abre la válvula de entrada

5.1.2 Ciclo de expansión

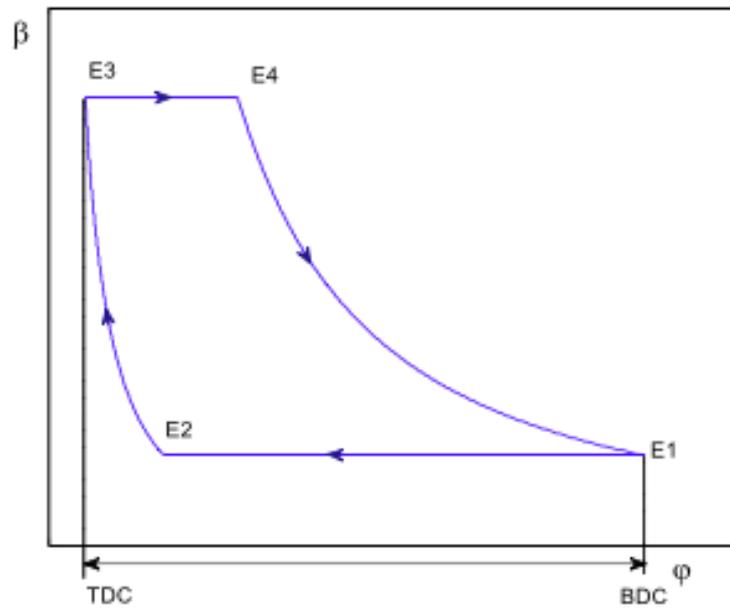


Figura 16 Ciclo de expansión [9]

E1-E2 Expulsión de los gases del cilindro, se lleva a cabo a presión constante. La válvula de salida está abierta mientras que la de entrada permanece cerrada.

E2-E3 Recompresión del volumen muerto. Ambas válvulas se encuentran cerradas.

E3-E4 Realizamos la carga del cilindro con el gas ya comprimido y calentado mediante los intercambiadores de calor. La válvula de entrada está abierta mientras que la de salida permanece cerrada

E4-E1 Expansión isentrópica, de aquí obtenemos trabajo. Las dos válvulas se encuentran cerradas.

E1: Se abre la válvula de salida

E2: La válvula de salida se cierra

E3: Se abre la válvula de entrada

E4: La válvula de entrada se cierra

Con respecto al subciclo de expansión cabe destacar que puede realizarse sin recompresión del volumen muerto o con recompresión parcial del mismo. Se verá de manera más detallada el objetivo de realizar dichos procesos.

5.2 Estructura del motor

Como se puede ver, el motor Ericsson consta de los siguientes componentes que definirán su funcionamiento.

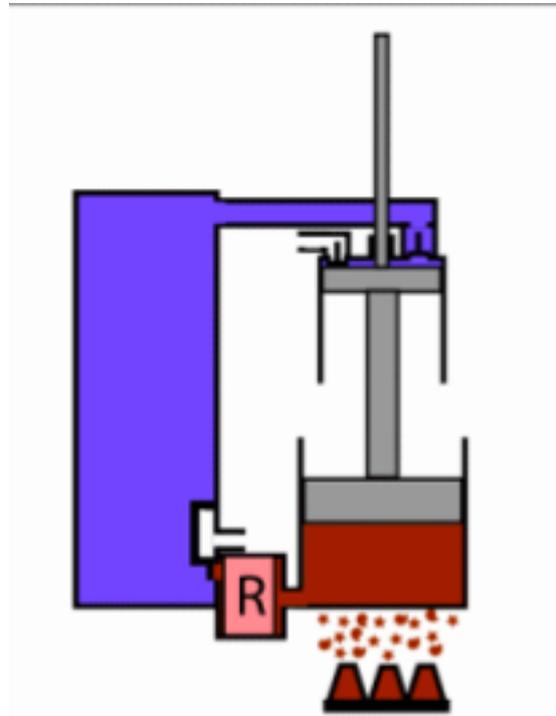


Figura 17 Esquema de motor Ericsson [10]

-Cilindro

Nuestro motor consta de único cilindro en el que se realizarán las operaciones de compresión y expansión. Éste queda dividido en dos zonas durante todo el ciclo, esta diferenciación se realiza mediante el pistón.

-Pistón

Se encuentra entre los volúmenes de compresión y expansión, delimitándolos en todo momento. Por lo tanto tiene dos funciones, por un lado la ya mencionada y por otra la de cambiar la presión de ambas cámaras a las requeridas.

Estos procesos se llevan a cabo de manera simultánea, debido a la estructura que tiene el conjunto, siendo función de las válvulas la de determinar dónde se encuentra el gas en cada momento del ciclo.

Obtendremos un trabajo neto gracias a que lo que obtenemos de la expansión es mayor de lo que nos cuesta realizar la compresión.

-Juego de válvulas

Son las encargadas de permitir el paso del fluido de una zona a otra del cilindro. Tienen que estar sincronizadas en todo momento para que entre ambos volúmenes fluya el gas de manera adecuada.

El uso de las mismas nos permitirá tener recompresión en el volumen muerto de expansión. Del mismo modo podrán estar en contacto con el ambiente si tenemos un ciclo abierto o únicamente unir los elementos internos del conjunto si nos encontramos con un ciclo cerrado.

-Intercambiadores de calor

Se encuentran en los conductos que unen los dos espacios del cilindro. Por lo que cuando el fluido entra en el cilindro ya ha sido calentado o enfriado.

A la salida del compresor tenemos un intercambiador de calor con el que aportaremos energía al fluido ya comprimido y que entrará en las condiciones adecuadas en el volumen de expansión.

Antes de que el fluido entre al compresor debemos llevarlo a una temperatura indicada, lo cual conseguimos mediante un intercambiador de calor situado en los conductos que unen el volumen de expansión con el de compresión.

-Regenerador

Entre los elementos mencionados en el apartado anterior encontramos un regenerador. El mismo cumple dos funciones: primero se encarga de aprovechar la energía que aún tiene el gas una vez sale de la expansión para aportárselo una vez comprimido y reducir así el calor que tenemos que aportar de forma externa; en segundo lugar, al quitar el calor estamos reduciendo la carga que va a tener que soportar el enfriador lo que ayudará al mantenimiento.

Con todo esto lo que conseguimos es aumentar la eficiencia de nuestro conjunto, lo cual hará que sus aplicaciones sean más interesantes.

-Depósito para el gas comprimido

En algunas configuraciones nos encontramos con este elemento, en el que almacenaremos al fluido de trabajo una vez que sale del compresor para posteriormente introducirlo en la zona caliente del cilindro.

5.3 Funcionamiento del motor

Una vez tenemos claro la estructura del motor y su ciclo de funcionamiento vamos a detallar cómo opera el sistema en su conjunto.

Podemos resumir la forma que tiene de operar de la manera siguiente:

1. En este motor tanto la compresión como la expansión se realizan al mismo tiempo, una en cada cara del pistón.
2. El flujo másico es controlado por el juego de válvulas, con el que regulamos el funcionamiento y optimizamos el mismo.
3. El aporte de calor necesario depende de cuánto seamos capaces de recuperar con el recuperador.

Existen diferentes configuraciones del mismo, la elegida para realizar la explicación es la mostrada en la figura.

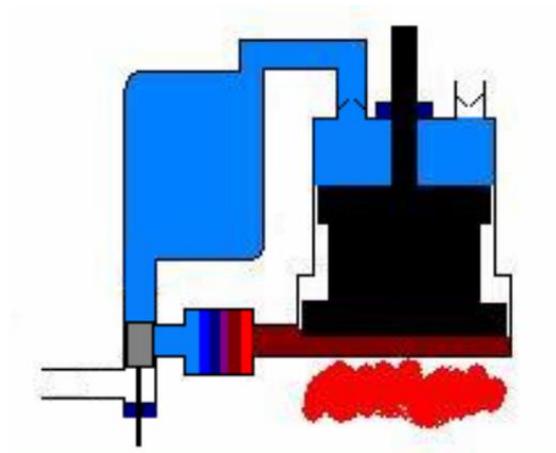


Figura 18 Esquema de motor Ericsson 2 [11]

En él se diferencian claramente las partes caliente y fría del cilindro, así como un pequeño tanque para almacenar el fluido ya comprimido.

- a. El pistón en un primer lugar se encuentra en su punto inferior, con la válvula de entrada de la zona caliente abierta.

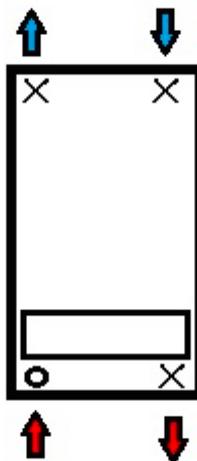


Figura 19

Con esto el fluido comprimido atraviesa el recuperador de calor y entra en el cilindro, en el que seguiremos aportando calor hasta llegar a la temperatura de trabajo.

b. Abrimos la válvula de salida de la parte fría y cerramos la entrada de fluido en la zona de expansión. El fluido comienza a aumentar su volumen desplazando el pistón hacia arriba.

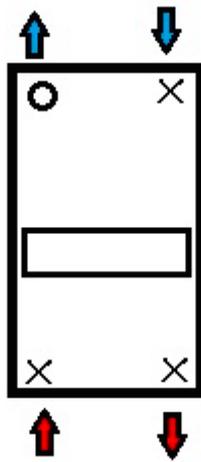


Figura 20

En la parte superior del cilindro estaremos realizando una compresión al mismo tiempo.

c. Cerramos la válvula de salida y abrimos la de admisión para comenzar a llenar el cilindro con aire nuevo.

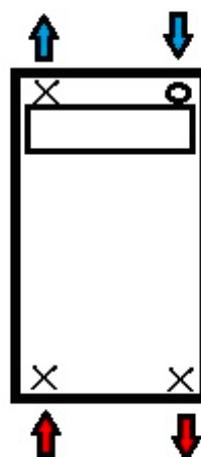


Figura 21

d. Abrimos la válvula de salida de la parte caliente para que ésta se vacíe, lo que ocasionará que el pistón baje a la posición inicial.

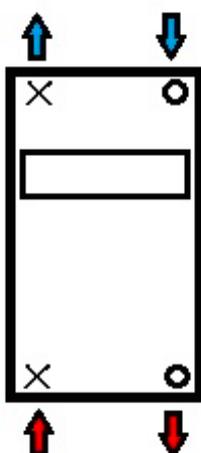


Figura 22

6. Desarrollo del modelo

6.1 Motor Ericsson

Para el desarrollo del modelo no hemos basado en el trabajo de Abdou Touré y Pascal Stouffs [9]

6.1.1 Análisis global del ciclo

Debido a la estructura que dispone nuestro motor tenemos la ventaja de poder analizar cada parte del mismo de manera separada. El motor Ericsson que se ha considerado opera con un ciclo abierto. Tiene un recuperador de calor con el que precalentaremos el gas ya comprimido antes de que éste pase por el intercambiador de calor en el que aportaremos energía. Aquí llegamos a la temperatura deseada antes de introducirlo el cilindro en el que lo expandiremos para obtener trabajo. Finalmente y debido a que trabajamos en un ciclo abierto se expulsará el fluido al ambiente a una temperatura menor que a la que lo expulsamos del cilindro porque recuperamos parte de su energía en el regenerador.

El motor Ericsson considerado para realizar el análisis es el mostrado en la figura.

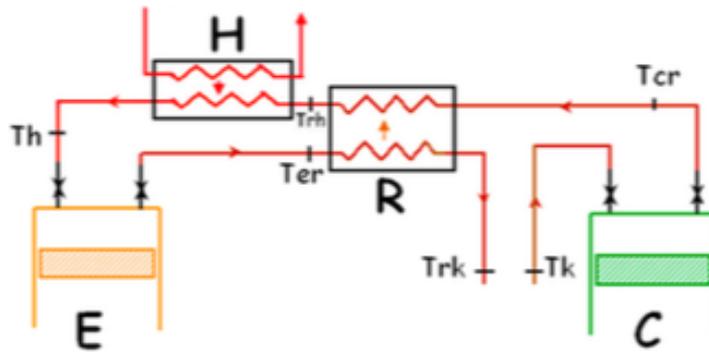


Figura 23 Esquema del motor a analizar [9]

6.1.2 Hipótesis

Las hipótesis realizadas para llevar a cabo el estudio son las siguientes:

- Los procesos de expansión y compresión son isentrópicos.
- El fluido de trabajo elegido es aire, lo consideramos un gas ideal caloríficamente perfecto
- Las pérdidas viscosas son despreciables. No hay caídas de presión en las válvulas de entrada y salida. El flujo en el intercambiador de calor y recuperador se asume isóbaro. La apertura y cierre de válvulas no produce fluctuaciones en la presión de los intercambiadores de calor. Esto implica que los volúmenes de los intercambiadores de calor son mucho más grandes que los de los cilindros.

6.1.3 Magnitudes adimensionales

Se han definido las siguientes magnitudes adimensionales:

- Ratio de presiones $\beta_i = p_i/p_k$; por extensión, $\beta = p_h/p_k$
- Ratio de temperaturas $\theta_i = T_i/T_k$; por extensión, $\theta = T_h/T_k$
- Ratio de capacidades $\varphi_i = V_i/V_C$; por extensión, $\varphi = V_E/V_C$
- Masa o flujo másico adimensional
 $\delta_i = m_i r T_k / (p_k V_C) = \dot{m}_i r T_k / (n p_k V_C) = \beta_i \varphi_i / \theta_i$
- Trabajo o potencia indicada adimensional
 $\Pi_i = W_i / (p_k V_C) = \dot{W}_i / (n p_k V_C) = \oint p_i dV_i / (p_k V_C) = \oint \beta_i d\varphi_i \quad i = E \text{ ó } C$
- Calor intercambiado en el calentador $\Pi_{th} = Q_{th} / (p_k V_C)$
- Eficacia térmica $\eta_{th} = (\Pi_E - \Pi_C) / \Pi_{th} = \Pi_{net} / \Pi_{th}$

6.1.4 Modelo simplificado

En un primer lugar obtendremos las magnitudes generales del modelo simplificado.

La potencia del motor se calcula a partir de la diferencia de que obtenemos en la expansión y lo que nos cuesta la compresión

$$\begin{aligned} W &= \text{Expansión} - \text{Compresión} = C_p(T_h - T_{er}) - C_p(T_{cr} - T_k) \\ &= C_p T_k \left[\frac{T_h}{T_k} - \frac{T_{er}}{T_k} - \left(\frac{T_{cr}}{T_k} - 1 \right) \right] \\ \Pi &= \frac{W}{r T_k} = \frac{C_p}{r} \left[\frac{T_h}{T_k} - \frac{T_{er}}{T_k} - \left(\frac{T_{cr}}{T_k} - 1 \right) \right] \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{Con } k = \frac{r}{C_p} = \frac{C_p - C_v}{C_p} = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$$

Haciendo uso de las siguientes relaciones adimensionales:

$$\frac{T_h}{T_k} = \theta ; \frac{T_{er}}{T_k} = \frac{\theta}{\beta_k} ; \frac{T_{cr}}{T_k} = \beta^k \quad (2)$$

Nos queda finalmente la expresión

$$\Pi = \frac{1}{k} \left[\theta - \frac{\theta}{\beta^k} - (\beta^k - 1) \right] = \frac{1}{k} (\beta^k - 1) \left(\frac{\theta}{\beta^k} - 1 \right) \quad (3)$$

La eficiencia térmica del motor viene dada por:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{th}} = \frac{(\theta - \theta_{er}) - (\theta_{cr} - \theta_k)}{\theta - \theta_{rh}} \quad (4)$$

Introducimos la eficiencia del recuperador de calor

$$\varepsilon_R = \frac{\theta_{rh} - \theta_{cr}}{\theta_{er} - \theta_{cr}} \quad (5)$$

Sabemos que

$$\theta_{cr} = \frac{T_{cr}}{T_k} = \beta^k_c = \beta^k$$

$$\frac{\theta_{er}}{\theta} = \frac{T_{er}/T_k}{T_h/T_k} = \frac{T_{er}}{T_h} = \frac{1}{\beta^k_e} = \frac{1}{\beta^k} \rightarrow \theta_{er} = \frac{\theta}{\beta^k}$$

$$\theta - \theta_{er} = \theta - \theta_{cr} - \varepsilon_R(\theta_{er} - \theta_{cr}) = \theta \left[1 - \frac{\varepsilon_R}{\beta^k} \right] - \beta^k(1 - \varepsilon_R)$$

Introduciendo estas expresiones en η_{th} nos queda finalmente:

$$\eta_{th} = \frac{\theta \left(1 - \frac{1}{\beta^k} \right) - (\beta^k - 1)}{\theta \left[1 - \frac{\varepsilon_R}{\beta^k} \right] - \beta^k(1 - \varepsilon_R)} \quad (6)$$

6.1.5 Modelo detallado

Como se ha presentado anteriormente, la estructura del motor nos permite realizar un análisis de los componentes de manera separada y podrá ser optimizada antes de que sea introducida dentro del modelo completo.

-Parámetros intrínsecos del cilindro de compresión

Estados del ciclo de compresión

-C1

$$\theta_{C1} = \frac{T_{C1}}{T_k} = 1$$

$$\varphi_{C1} = \frac{V_{C1}}{V_C} = \frac{V_{C1}}{V_{C1} - V_{C3}} = 1 + \mu_C$$

$$\beta_{C1} = \frac{P_{C1}}{P_k} = 1$$

$$\delta_{C1} = \beta_{C1} \frac{\varphi_1}{\theta_1} = 1 + \mu_C$$

-C2

Partimos de una compresión isentrópica

$$\frac{T_{C2}}{T_{C1}} = \left(\frac{P_{C2}}{P_{C1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow \frac{T_{C2}}{T_k} = \beta^k$$

$$\theta_{C2} = \beta^k$$

$$\frac{T_{C2}}{T_{C1}} = \left(\frac{v_{C1}}{v_{C2}}\right)^{\gamma-1}$$

$$\delta_{C2} = \beta_{C2} \frac{\varphi_{C2}}{\theta_{C2}} = \beta \frac{\beta^{-\frac{1}{\gamma}}(1 + \mu_C)}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 1 + \mu_C$$

$$\varphi_{C2} = \frac{V_{C2}}{V_{C1} - V_{C3}} = \frac{1}{\beta^{\frac{1}{\gamma}}}(1 + \mu_C)$$

-C3

$$\theta_{C3} = \theta_{C2} = \beta^k$$

$$\beta_{C3} = \beta_{C2} = \beta$$

$$\varphi_{C3} = \frac{V_{C3}}{V_C} = \mu_C$$

$$\delta_{C3} = \beta_{C3} \frac{\varphi_{C3}}{\theta_{C3}} = \beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C$$

-C4

Partimos de una expansión isentrópica

$$\frac{T_{C3}}{T_{C4}} = \left(\frac{P_{C3}}{P_{C4}}\right)^k \rightarrow T_{C4} = \frac{T_k}{\beta^k} \beta^k = T_k$$

$$\theta_{C4} = 1$$

$$\beta_{C1} = 1$$

$$\varphi_{C3} = \frac{V_{C4}}{V_C} = \beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C$$

$$\delta_{C4} = \beta_{C4} \frac{\varphi_{C4}}{\theta_{C4}} = \beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C$$

Parámetro	Estado C1	Estado C2	Estado C3	Estado C4
θ_i	1	β^k	β^k	1
φ_i	$1 + \mu_C$	$\beta^{-\frac{1}{\gamma}}(1 + \mu_C)$	μ_C	$\beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C$
β_i	1	β	β	1
δ_i	$1 + \mu_C$	$1 + \mu_C$	$\beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C$	$\beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C$

Tabla 1 Parámetros de la compresión

Una vez tenemos definidos todos los puntos del ciclo de compresión podemos calcular la potencia del mismo. Para ello necesitamos primero determinar el ratio del flujo másico en el compresor.

$$\delta_C = \delta_{C1} - \delta_{C4} = 1 - \mu_C(\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1) \quad (7)$$

A continuación calculamos la potencia del compresor

$$\Pi_C = \frac{\dot{m}C_p(T_{C2} - T_{C1})}{\frac{np_k V_C}{rT_k}} = \delta_C \frac{C_p}{r} (\theta_{C2} - \theta_{C1}) = \frac{1}{k} \delta_C (\beta^k - 1) \quad (8)$$

Introduciendo el ratio de flujo másico queda finalmente

$$\Pi_C = \frac{1}{k} (1 - \mu_C(\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1))(\beta^k - 1) \quad (9)$$

-Parámetros intrínsecos del cilindro de expansión

Estados del ciclo de expansión

-E1

$$\begin{aligned} \beta_{E1} &= 1 \\ \varphi_E &= 1 + \mu_E \\ \varphi_{E1} &= \frac{V_{E1}}{V_C} = (1 + \mu_E)\varphi \\ \delta_{E1} &= \frac{\varphi_{E1}}{\theta_{E1}} \end{aligned}$$

-E2'

Tenemos un proceso isentrópico

$$\begin{aligned} V_{E2'} &= V_{E2''}(\beta_{E2''})^{1/\gamma} \rightarrow \varphi_{E2'} = \mu_E \varphi(\beta_{E2''})^{1/\gamma} \\ \theta_{E2'} &= \theta_{E1} \\ \delta_{E2'} &= \frac{\varphi_{E2'}}{\theta_{E2'}} \end{aligned}$$

-E2''

$$V_{E2''} = V_{E3} \rightarrow \varphi_{E2''} = \frac{V_{E2''}}{V_C} = \mu_E \varphi$$

$$\beta_{E2''} = \beta_{E2''}$$

$$\delta_{E2''} = \beta_{E2''} \frac{\varphi_{E2''}}{\theta_{E2''}}$$

$$\theta_{E2''} = \theta_{E2'} \beta_{E2''}^k = \theta_{E1} \beta_{E2''}^k$$

-E3

$$\beta_{E3} = \beta$$

$$\varphi_{E3} = \frac{V_{E3}}{V_C} = \mu_E \varphi$$

$$\delta_{E3} = \beta_{E3} \frac{\varphi_{E3}}{\theta_{E3}}$$

-E4

$$\beta_{E4} = \beta$$

$$\varphi_{E4} = \beta^{-\frac{1}{\gamma}} (1 + \mu_E) \varphi$$

$$\delta_{E4} = \frac{\varphi_{E1}}{\theta_{E1}}$$

Por último hay que obtener los ratios de temperatura de cada punto del ciclo de expansión. Su cálculo no es trivial, provienen de un balance de energía de la mezcla del aire parcialmente re-comprimido y el que introducimos a través de la válvula de entrada. Así como los balances de energía en el resto de procesos. El cálculo se puede encontrar en la referencia [9].

Obtenemos las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} \theta_{E1} &= \theta \frac{\beta_{E2''}^k \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''} \beta^k}{(\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E (k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma})) \beta_{E2''}^k} \\ \theta_{E2'} &= \theta_{E1} \\ \theta_{E2''} &= \theta_{E1} \beta_{E2''}^k \\ \theta_{E3} &= \theta \frac{\beta_{E2''}^k \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''} \beta^k}{\left(\beta^{-\frac{1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E \right) \beta_{E2''} \frac{\beta^k}{\beta_{E2''}^k} + \beta^{-\frac{1}{\gamma}} (1 + \mu_E) \frac{\beta - \beta_{E2''}}{\gamma}} \beta_{E2''}^k \end{aligned} \quad (10)$$

Parámetro	Estado E1	Estado E2'	Estado E2''	Estado E3	Estado E4
θ_i	Ec. 10	Ec. 10	Ec. 10	Ec. 10	Ec. 10
φ_i	$(1 + \mu_E)\varphi$	$\mu_E\varphi(\beta_{E2''})^{1/\gamma}$	$\mu_E\varphi$	$\mu_E\varphi$	$\beta^{-\frac{1}{\gamma}}(1 + \mu_E)\varphi$
β_i	1	1	$\beta_{E2''}$	β	β
δ_i	φ_{E1}/θ_{E1}	$\varphi_{E2'}/\theta_{E2'}$	$\beta_{E2''}\varphi_{E2''}/\theta_{E2''}$	φ_{E3}/θ_{E3}	φ_{E1}/θ_{E1}

Tabla 2 Parámetros de la expansión

Una vez tenemos definidos todos los puntos del ciclo de expansión podemos calcular la potencia que obtenemos. Primero es necesario obtener el ratio del flujo másico en el cilindro de expansión.

$$\delta_E = \delta_{E4} - \delta_{E2'} = \frac{\varphi}{\theta_{E1}} \left[(1 + \mu_E) - \beta_{E2''}^{-\frac{1}{\gamma}} \mu_E \right] \quad (11)$$

Sustituyendo queda finalmente:

$$\delta_E = \frac{\beta^k \varphi}{\theta} \left(1 + \mu_E - \mu_E \beta_{E2''}^{\frac{1}{\gamma}} \right) \frac{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right)}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''} \frac{\beta^k}{\beta_{E2''}^k}} \quad (12)$$

A continuación calculamos la potencia del ciclo de expansión:

$$\begin{aligned} \Pi_E &= \frac{1}{k} \delta_E (\theta - \theta_{E1}) \\ &= \varphi \left[\frac{1}{k} (1 + \mu_E) (\beta^k - 1) - \mu_E (\beta - 1) \right. \\ &\quad \left. - \mu_E \left[\frac{1}{\gamma - 1} \beta_{E2''} - \left(\frac{1}{k} \beta_{E2''}^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \right] \end{aligned} \quad (13)$$

6.1.6 Modelado del motor completo

Para que el motor funcione tenemos que obligar a que el flujo másico que tenemos en el compresor sea el mismo al que tenemos en el cilindro de expansión. Siendo:

$$\delta_E = \delta_C \quad \text{y siendo también} \quad \beta_E = \beta_C = \beta$$

Lo que implica que:

$$\varphi = \frac{1 - \mu_C \left(\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right)}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right)} \quad (14)$$

Con esto podemos calcular también las potencias térmicas y mecánicas del motor.

La potencia mecánica neta vendrá dada por la diferencia entre lo obtenido en la expansión y lo que cuesta realizar la compresión. Siendo:

$$\begin{aligned} \Pi_{net} &= \Pi_E - \Pi_C \\ &= \left(1 - \mu_C \left(\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \left\{ \theta \frac{1}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right)} \left[\frac{1}{k} (1 + \mu_E) (\beta^k - 1) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \mu_E (\beta - 1) - \mu_E \left[\frac{1}{\gamma - 1} \beta_{E2''} - \left(\frac{1}{k} \beta^{\frac{1}{\gamma}} \beta_{E2''} - 1 \right) \right] \right] - \frac{(\beta^k - 1)}{k} \right\} \end{aligned} \quad (15)$$

La potencia térmica que tenemos que suministrar al fluido viene dada por la siguiente expresión:

$$\Pi_{th} = \frac{\delta}{k} (\theta - \theta_{rh}) \quad (16)$$

Sabiendo que $\delta = 1 - \mu_C \left(\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right)$ y que θ_{rh} la podemos obtener mediante la eficacia del recuperador de calor.

$$\theta_{rh} = \beta^k + \varepsilon_R \left[\theta \beta^{-k} \frac{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''} \frac{\beta^k}{\beta_{E2''}}}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right)} - \beta^k \right] \quad (17)$$

Que sustituyendo finalmente nos queda

$$\Pi_{th} = \frac{1}{k} \left[1 - \mu_C (\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1) \right] \left[\theta \beta^{-k} - \varepsilon_R \left(\frac{(1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2}^{\frac{1}{\gamma}}}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{\beta_{E2}''}{\gamma} \right)} - \beta^k \right) \right] \quad (18)$$

Por último, la eficiencia térmica del motor es

$$\eta_{th} = \frac{\Pi_{net}}{\Pi_{th}} \quad (19)$$

6.2 Motor Stirling

Para poder realizar la comparación del motor Ericsson con el Stirling tenemos que proceder a modelizar este último, obtener puntos de funcionamiento y adimensionalizarlos para ver en las mismas condiciones qué funcionamientos obtenemos.

Para poder obtener dichos puntos hemos utilizado el modelo propuesto por Hosseinzade y Sayyaadi, [6] en el que se realiza un análisis de los procesos politrópicos de compresión y expansión, en lugar de hacer uso de los procesos isotermos ideales del ciclo Stirling. Por lo tanto la temperatura no se mantendrá constante.

La potencia se calcula mediante un proceso politrópico y posteriormente se corrige mediante el Segundo Principio. Se obtiene el calor absorbido mediante otro proceso politrópico y por último se obtiene el rendimiento del motor.

Todo esto se calcula para un punto de trabajo definido, en el que tenemos las temperaturas y presiones de trabajo así como los elementos geométricos del motor, tales como el diámetro y capacidad del cilindro, longitud del regenerador y la velocidad de giro.

6.2.1 Obtención de la potencia generada

Como ya se ha descrito, el trabajo neto que obtenemos es la diferencia entre lo que aporta la expansión y lo que cuesta la compresión.

El trabajo politrópico de expansión viene dado por la siguiente expresión:

$$W_e = \frac{m_g R (T_2 - T_1)}{1 - \eta_e} \quad (20)$$

Y el de compresión se define así:

$$W_c = \frac{m_g R (T_4 - T_3)}{1 - \eta_c} \quad (21)$$

Por otro lado, se presentan las relaciones para un proceso politrópico:

$$PV^n = cte$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(n_e-1)} = r^{(n_e-1)}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{(n_c-1)} = r^{(n_c-1)}$$

Sustituyendo queda finalmente:

$$W_{poly} = m_g R T_1 \left[\frac{(r^{(n_e-1)} - 1)}{1 - \eta_e} + \frac{\tau(r^{(n_c-1)} - 1)}{1 - \eta_c} \right] \quad (22)$$

El trabajo neto que obtendremos es:

$$W_{net} = \eta_{II,irr(\Delta P)} W_{poly} \quad (23)$$

Siendo $\eta_{II,irr(\Delta P)}$ el rendimiento que tiene el motor al tener en cuenta irreversibilidades y pérdidas por fricción y saltos de presiones. Su expresión viene dada por:

$$\eta_{II,irr(\Delta P)} = 1 - \left[\frac{3\mu(1+r)(1+1/\tau)\Sigma\Delta P_i}{4P_m\eta_c\eta_{irr,R} \left(\frac{T_1 - \Delta T_H}{T_3 - \Delta T_L}\right) \ln r} \right] \quad (24)$$

Con el rendimiento de Carnot

$$\eta_c = 1 - \frac{T_3 - \Delta T_L}{1 + \Delta T_H} \quad (25)$$

Y el rendimiento del regenerador

$$\eta_{irr,R} = \frac{1}{1 + \eta_c \left(\frac{X}{(y-1) \ln r} \right)} \quad (26)$$

X es el coeficiente de pérdidas del regenerador, que a su vez depende de otros parámetros definidos más abajo.

$$X = yX_1 + (1 - y)X_2 \quad (27)$$

X_1 y X_2 son coeficientes de pérdidas del regenerador correspondientes a la evaluación más “optimista” o “pesimista”. Por otro lado el parámetro y viene fijado por datos experimentales a un valor de $y = 0.72$. Teniendo así las siguientes correlaciones:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{1 + 2M + e^{-B}}{2(1 + M)} \\ X_2 &= \frac{M + e^{-B}}{1 + M} \\ M &= \frac{m_g C_v}{m_R C_R} \end{aligned} \quad (28)$$

$$m_R = \frac{\pi^2 D_R^2 L d \rho_R}{16(b + d)}$$

$$B = (1 + M) \left(\frac{h A_R}{m_g C_v} \right) \left(\frac{30}{n_r} \right)$$

donde h y A_R son el coeficiente de transferencia de calor y el área del regenerador. Que se obtienen de la siguiente forma:

$$A_R = \left[\frac{\pi^2 D_R^2 L}{4(b+d)} \right]$$

$$h = \frac{(0.395 C_p v^{0.576}) \left(\frac{4P_m}{RT_3} \right) \left(\frac{sn_r}{30} \right)^{0.424}}{(1+\tau)(D_R^{0.576} P_r^{0.667}) \left[1 - \frac{\pi}{4 \left(\frac{b}{d} + 1 \right)} \right]} \quad (29)$$

Una vez tenemos las pérdidas del sistema en los intercambiadores de calor procedemos a obtener los saltos de presión que tienen lugar debido a las irreversibilidades internas que se tienen en el motor.

$$\Sigma \Delta P_i = \Delta P_{throt.R} + \Delta P_f + \Delta P_w \quad (30)$$

Siendo $\Delta P_{throt.R}$ la caída de presión en el regenerador, que para nuestro caso de estudio viene dado por:

$$\Delta P_{throt.R} = N \frac{15}{\gamma} \left(\frac{D_c^2}{N_R D_R^2} \right)^2 \left[\frac{P_m}{2R(1+1/\tau)(T_3 + \Delta T_L)} \left(\frac{s^2 n_r^2}{900} \right) \right] \quad (31)$$

también tenemos pérdidas provocadas por la fricción mecánica de las distintas partes del conjunto, viene dada por:

$$\Delta P_f = \frac{(0.4 + 0.0045 s n_r) \times 10^5}{3\mu} \left(1 - \frac{1}{r} \right) \quad (32)$$

por último tenemos la caída de presión debida al movimiento del pistón

$$\Delta P_w = \frac{sn_r}{60} \left(\frac{4P_m}{(1+1/\tau)(1+r)} \right) \left(\frac{r \ln r}{r-1} \right) \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{1}{\sqrt{(T_3 + \Delta T_L)}} \right) \left(1 + \sqrt{\frac{T_1 - \Delta T_H}{T_3 + \Delta T_L}} \right) \quad (33)$$

6.2.2 Obtención del calor transferido

Una vez tenemos la potencia que conseguimos del motor necesitamos calcular el calor que se transfiere en el mismo para poder tener el rendimiento global del ciclo.

En primer lugar tenemos que obtener los calores absorbidos en los procesos que tienen lugar en el ciclo, tanto en los cambios de presión como en el calentamiento y enfriamiento del mismo.

En la expansión politrópica tenemos que:

$$Q_{1-2} = m_g \left(C_v + \frac{R}{1 - n_e} \right) (T_2 - T_1) = m_g \left(C_v + \frac{R}{1 - n_e} \right) T_1 (r^{(1-n_e)} - 1) \quad (34)$$

En 2-3 se produce un enfriamiento isócoro, el calor intercambiado se obtiene de esta forma:

$$Q_{2-3} = m_g C_v (T_3 - T_2) = m_g C_v (T_3 - T_1 r^{(1-n_e)}) \quad (35)$$

Después comprimimos de manera politrópica, teniendo

$$Q_{3-4} = m_g T_3 (r^{(n_c-1)} - 1) \left[C_v + \left(\frac{R}{1 - \eta_c} \right) \right] \quad (36)$$

Por último el calor que aportamos después de pasar por el regenerador es

$$Q_{4-1} = m C_v (T_b - T_4) \quad (37)$$

Donde

$$T_b = T_1 [\varepsilon_R r^{(1-n_e)} + \tau r^{(n_c-1)} (1 - \varepsilon_R)] \quad (38)$$

expresando la eficiencia del recuperador de la siguiente manera

$$\varepsilon_R = \frac{(T_b - T_4)}{(T_{1'} - T_4)} \quad (39)$$

Tenemos que saber que debido al regenerador no tendremos que aportar tanto calor al sistema, por eso aparece la temperatura T_b , siendo el calor que tenemos que aportar de ahí a 1 el siguiente:

$$Q_{b-1} = mC_v(T_1 - T_b) \quad (40)$$

De este modo el calor que tenemos que introducir al sistema será

$$Q_{in} = Q_{b-1} + Q_{1-2} \\ = m_g RT_1 \left[\frac{(1 - \varepsilon_R)}{(\gamma - 1)} (r^{(1-n_e)} - \tau r^{(n_c-1)}) + \left(\frac{r^{(1-n_e)} - 1}{1 - n_e} \right) \right] \quad (41)$$

Según la definición de rendimiento sabemos que éste es igual a la potencia que obtenemos entre el calor que introducimos, que sustituyendo con las expresiones obtenidas anteriormente nos queda:

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \eta_{II,irr(\Delta P)} \left[\frac{\left[\frac{(r^{(n_e-1)} - 1)}{1 - \eta_e} + \frac{\tau(r^{(n_c-1)} - 1)}{1 - \eta_c} \right]}{\left[\frac{(1 - \varepsilon_R)}{(\gamma - 1)} (r^{(1-n_e)} - \tau r^{(n_c-1)}) + \left(\frac{r^{(1-n_e)} - 1}{1 - n_e} \right) \right]} \right] \quad (42)$$

7. Resultados

Una vez presentado el desarrollo matemático perteneciente a cada motor se va a proceder a mostrar los resultados obtenidos, analizando las partes correspondientes para posteriormente poder realizar la comparación que es el último objeto de nuestro estudio.

7.1 Motor Ericsson

7.1.1 Modelo simplificado

En una primera aproximación se ha realizado un análisis global de todo el sistema en el que podemos determinar el rendimiento del ciclo. Éste va a depender del ratio de presiones en el que se trabaje y de la eficiencia del intercambiador de calor (Ec. 6), trabajando a un valor de θ (aporte de calor) fijado.

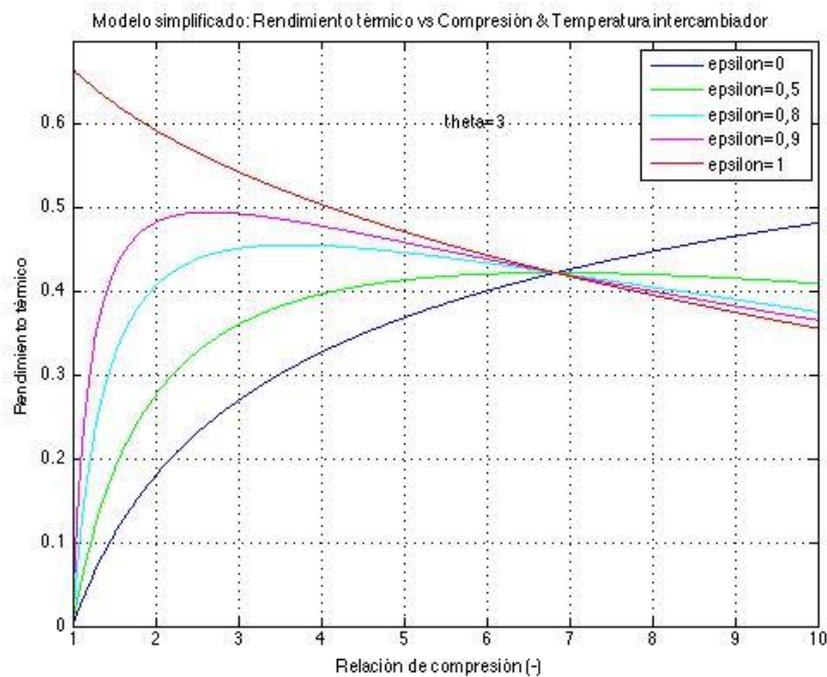


Figura 24 Rendimiento térmico para diferentes eficiencias

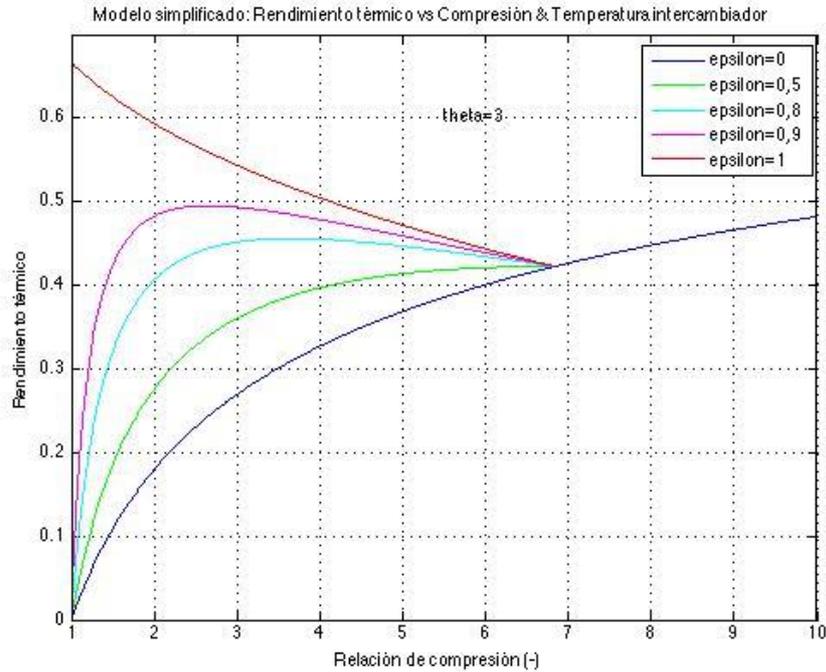


Figura 25 Rendimiento térmico para diferentes eficiencias

En las figuras 24 y 25 podemos ver cómo el rendimiento $\varepsilon_R = 1$ el rendimiento disminuye conforme aumentamos el ratio de presiones. Pero si es menor de 1, vemos que hay una zona en la cual el mismo alcanza un máximo a partir del cual comienza a disminuir.

La zona que está únicamente representada en la figura 24.1 a la derecha de la línea marcada por $\varepsilon_R = 0$ no tiene sentido alguno para trabajar en ella, ya que lo que nos está delimitando la zona en la que tenemos un rendimiento de intercambiador positivo, en la que estamos recuperando calor; y la zona en la que este sería negativo, lo cual implicaría que el recuperador nos estaría costando un aporte externo extra de energía, lo cual está en contra de la propia definición del propio componente del motor.

7.1.2 Modelo detallado

-Resultados de la compresión

En la figura 26 se muestra la evolución del flujo másico adimensional en el compresor como función del volumen muerto y del ratio de presiones en el que trabajamos.

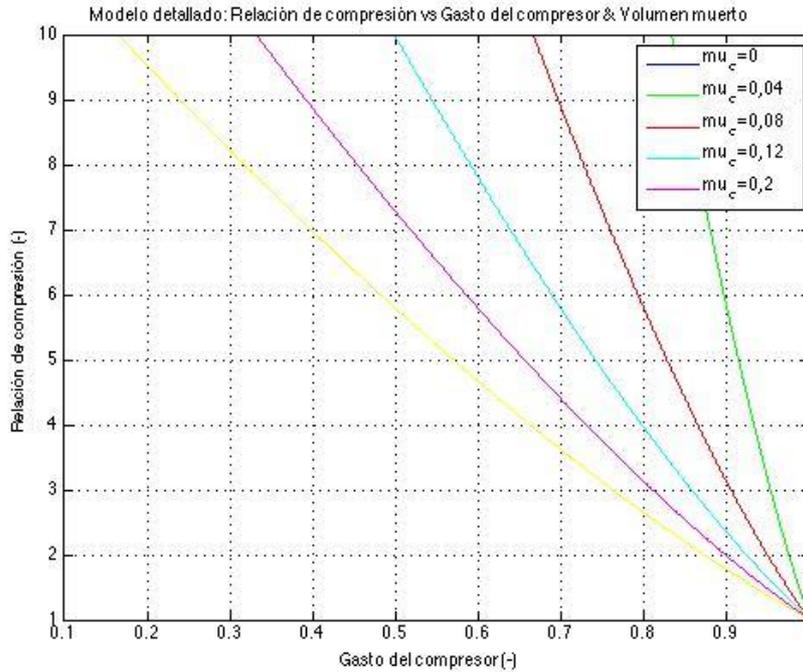


Figura 26 Ratio de presiones en el compresor en función de diferentes valores del volumen muerto adimensional

La información que obtenemos de esta gráfica es, en primer lugar que el flujo de aire disminuye según aumentamos el volumen muerto. Este hecho no puede evitarse y resulta perjudicial para el funcionamiento del compresor, por lo tanto, la solución que se nos presenta está en reducir este volumen lo máximo posible. En segundo lugar se observa que el flujo disminuye concorde aumenta el ratio de presiones

Lo que podemos deducir es que para un determinado volumen muerto podremos comprimir hasta la presión requerida únicamente una masa de gas. Esto, junto con su correspondiente en la expansión nos determinará las condiciones en las que trabajaremos.

-Resultados de la expansión

En cuanto a la expansión hay que tener en cuenta que se puede realizar un proceso más que en la compresión añadiendo un grado de dificultad al estudio. Este hecho es la recompresión parcial del volumen muerto. Es decir, a la hora de expulsar los gases del cilindro y antes de realizar la admisión, podemos aumentar la presión del fluido que queda dentro y obtener un mayor rendimiento.

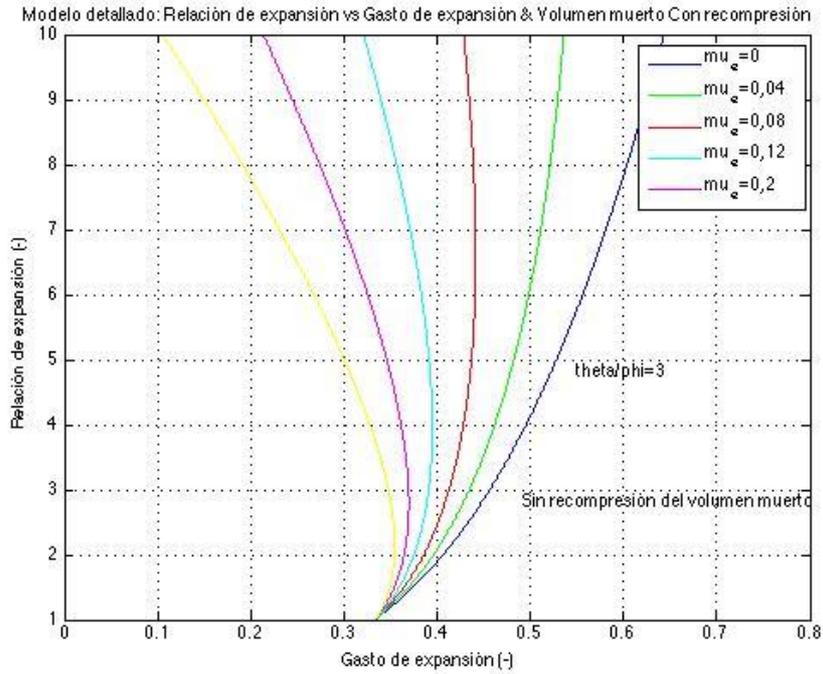


Figura 27 Ratio de presiones en la expansión en función de diferentes valores del volumen muerto adimensional con recompresión del volumen muerto

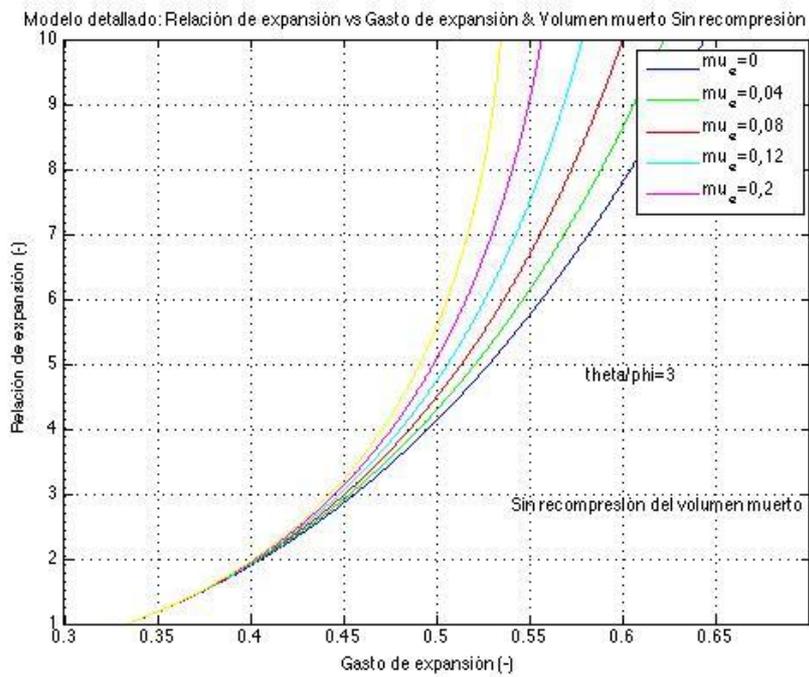


Figura 28 Ratio de presiones en la expansión en función de diferentes valores del volumen muerto adimensional sin recompresión del volumen muerto

En las figuras 27 y 28 se representa la evolución del flujo másico en el cilindro de expansión. Como se puede ver en la ecuación 12, éste depende del ratio φ/θ , así como de la relación de presiones y del volumen muerto.

Se nos presentan dos casos, la figura 27 tiene lugar cuando realizamos una recompresión total del volumen muerto, y la número 28 cuando no realizamos dicho proceso.

Se puede observar que esta evolución es muy diferente en cada caso, pero que en ambos sigue la misma tendencia en cuanto a la variación del volumen muerto. Esto es que el flujo másico aumenta cuanto menor es el volumen muerto. Siguiendo la misma estructura que en el compresor.

La figura 29 nos muestra la variación de la temperatura en la apertura de la válvula de entrada en función del ratio de presiones y del volumen muerto, tal y como se ve en la ecuación 10.

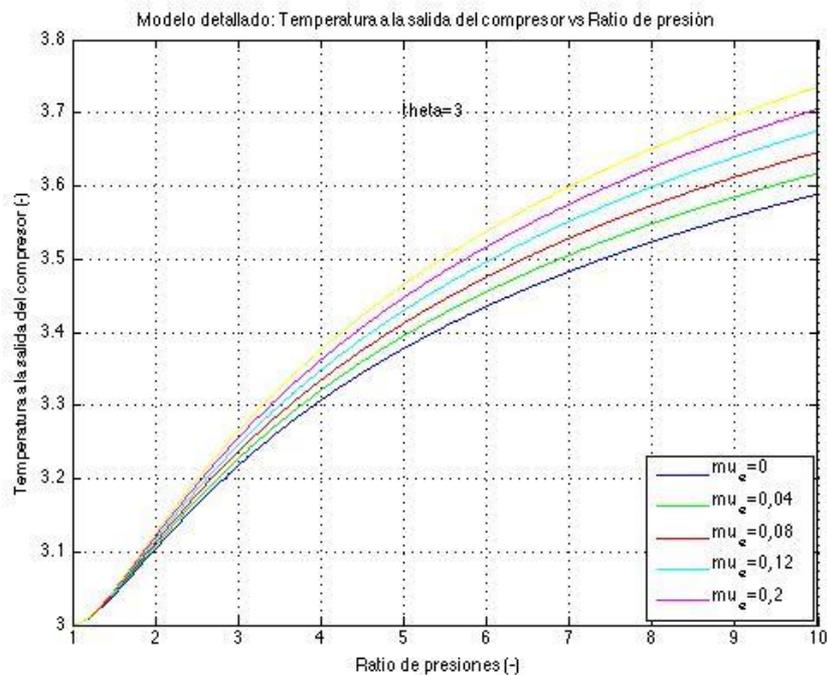


Figura 29 Temperatura en el cilindro de expansión al abrir la válvula de entrada, sin recompresión del volumen muerto

La tendencia de las curvas obtenidas es clara, no importa el volumen muerto que se tenga, a mayor ratio de presiones mayor es la temperatura en dicho punto.

7.1.3 Rango de operación

Una vez realizado el estudio de expansión y compresión por separado, es necesario juntar los resultados para ver los rangos de operación que tenemos. Es decir, queremos ver cómo casan ambas partes para tener un funcionamiento de todo el conjunto.

Esto se realiza porque, a pesar de poder analizar ambas partes por separado y poder ver cual es el mejor funcionamiento de cada una de ellas, esto no garantiza que el conjunto vaya a ser válido con los óptimos de cada uno por separado. Por lo tanto hay que ver los puntos en los que ambos análisis coinciden, siendo éstos los puntos de funcionamiento del mismo, entre los cuales habrá que ver cual es el mejor para comenzar el montaje del motor.

Al mismo tiempo hay que comprobar que los resultados obtenidos sean realistas, es decir, que se pueda construir puesto que nuestro análisis al ser puramente termodinámico únicamente nos va a decir dónde tiene sentido termodinámicamente. Este nuevo análisis no es objeto de nuestro estudio.

De nuevo y debido a la recompresión del volumen muerto en el ciclo de expansión se nos presentan dos casos de estudio. En los mismos superpondremos las gráficas de compresión y expansión para ver los puntos de funcionamiento.

Los puntos en los que se cortan ambas gráficas corresponden con los de operación, cuyas características vienen definidas por la ecuación 14. Esta ecuación es la que obtenemos al igualar los flujos másicos de ambos ciclos.

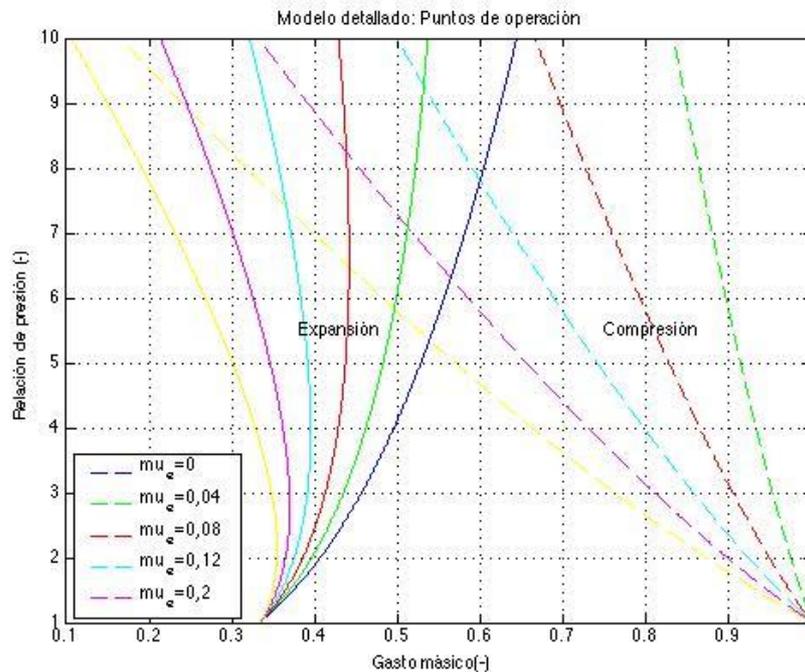


Figura 30 Puntos de operación con recompresión del volumen muerto

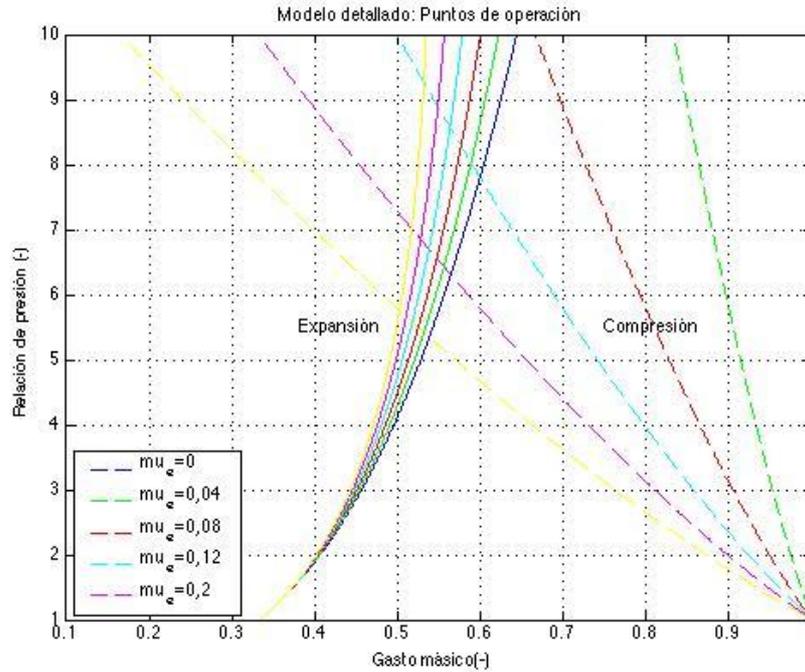


Figura 31 Puntos de operación sin recompresión de volumen muerto

Como se ve, puede darse el caso de que haya curvas con igual volumen muerto que no se cortan entre sí en el rango en el que nos encontramos. Esto se debe a que cuando esto ocurre, el gasto másico que ambos cilindros son capaces de admitir son tan diferentes que impiden el funcionamiento del conjunto.

También hay que destacar que a pesar de que las curvas se corten, no implica que el motor pueda trabajar en dicho punto. Esto es debido a que el motor funciona hasta una relación de presiones determinada, tenemos un máximo. Viene dado por que la temperatura a la salida del calentador tiene que ser mayor que a la salida del compresor, de otro modo no estaríamos aportando calor sino absorbiéndolo. Esto implica que $\beta < \theta^{1/k}$.

7.1.4 Comportamiento energético

Una vez conocemos los puntos en lo que puede operar nuestro motor, el siguiente análisis que es necesario realizar es ver la potencia y rendimiento que podemos obtener del mismo. Esta es la parte que más nos interesa realmente, puesto que será a partir de estos resultados que podremos comparar el comportamiento con el que obtenemos con un motor Stirling trabajando en las mismas condiciones.

En la figura 31 se muestran tanto la potencia neta (ecuación 15) como la relación de presiones en función del ratio de capacidades del cilindro. Ambos parámetros se encuentran representados en caso de tener o no recompresión del volumen muerto.

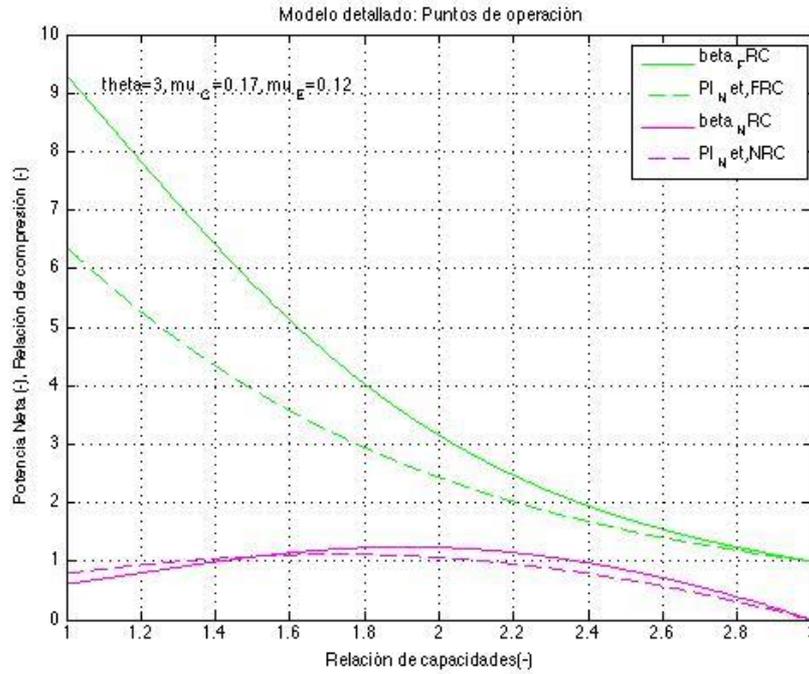


Figura 32 Potencia neta y ratio de presión en función de la capacidad del cilindro

En un primer lugar vemos la potencia neta que obtenemos tiene un máximo a una determinada relación de capacidad de los cilindros. Esto ocurre tengamos o no recompresión del volumen muerto. Al mismo tiempo se puede observar que si realizamos esta recompresión, a partir de un determinado valor, la potencia que se obtiene es mayor. Habría que comprobar si este aumento compensa la complicación de realizar dicho proceso.

Por otro lado vemos cómo la relación de presiones disminuye conforme aumentamos la relación de capacidades y que ésta es siempre mayor si realizamos recompresión de volumen muerto.

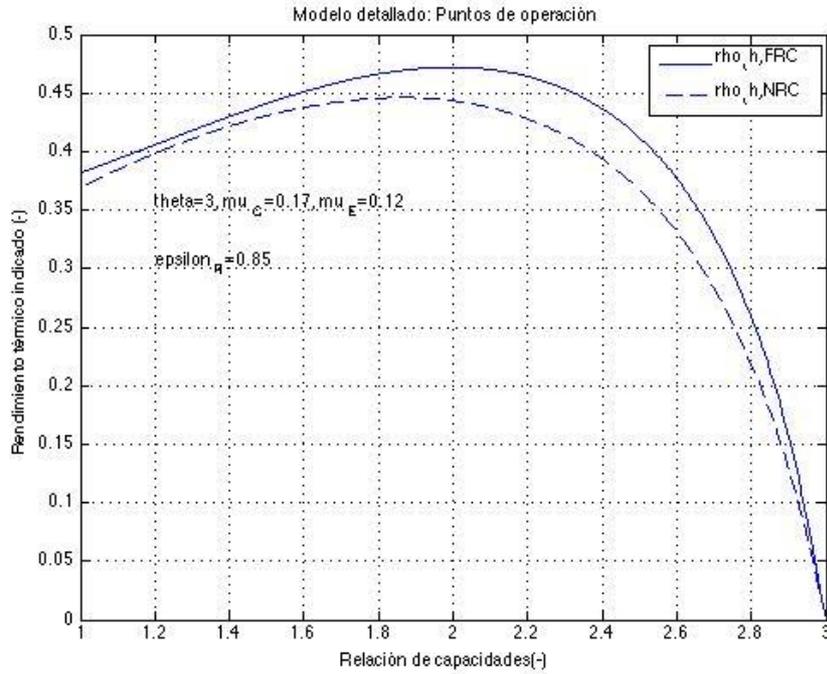


Figura 33 Rendimiento en función del ratio de capacidad

En la figura 33 se compara el rendimiento indicado del motor en ambos casos, con recompresión del volumen muerto y sin él, en función de la capacidad del cilindro. Se puede apreciar de manera clara que éste es siempre superior en caso de que realicemos este proceso en el ciclo de expansión. Además, en ambos casos el máximo que se obtiene está en un valor similar de la relación de capacidades, en torno a 2.

7.1.5 Juego de válvulas

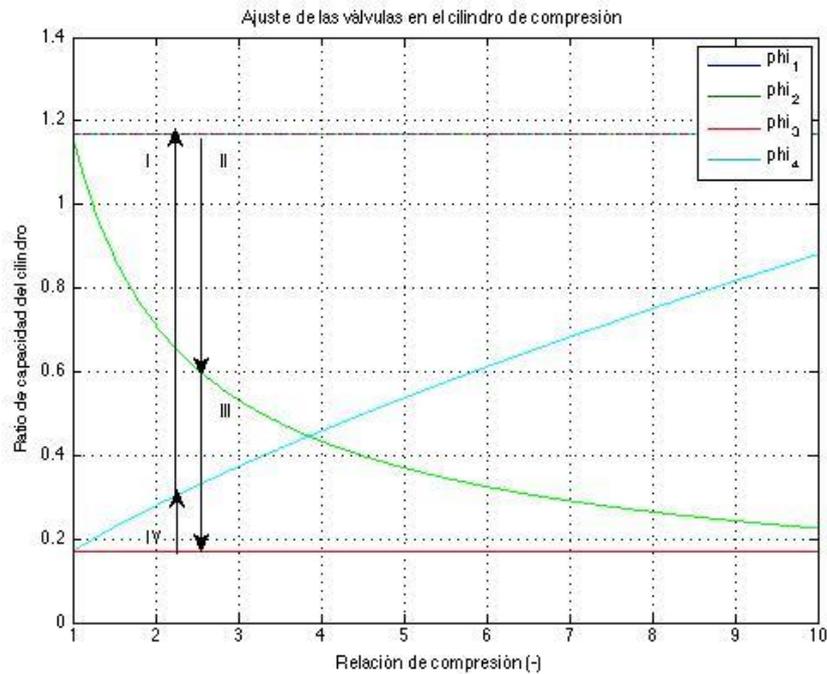


Figura 34 Ajuste de válvulas en la compresión

En la figura 34 podemos ver la evolución de la capacidad del cilindro en la compresión en función del ratio de presiones.

La válvula de entrada está abierta durante el proceso I, que corresponde con la carga del cilindro con el fluido de trabajo. En el proceso III está abierta la salida, que corresponde con la expulsión del gas una vez ya se ha comprimido.

En los otros dos procesos ambas válvulas permanecen cerradas y corresponden con la compresión del fluido (II) y la expansión del volumen muerto (IV).

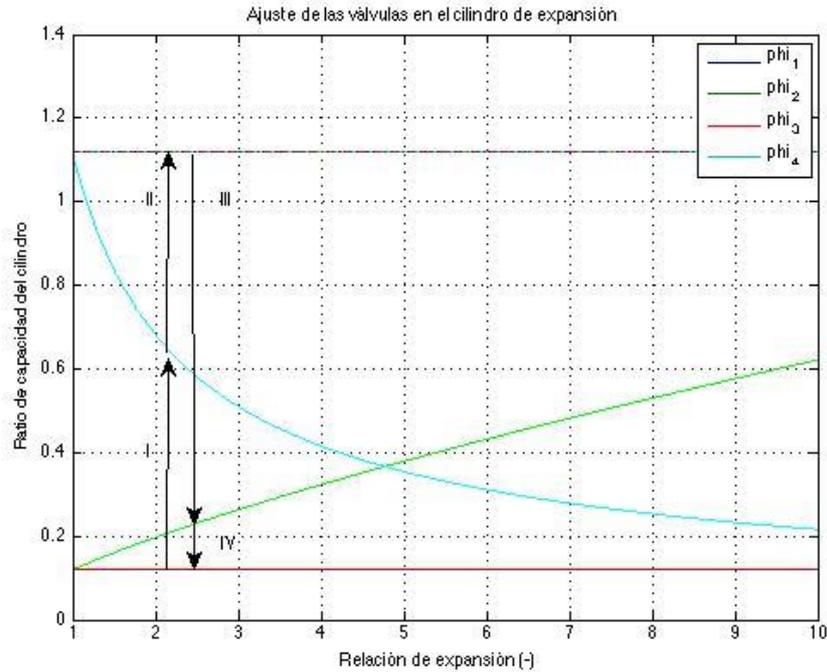


Figura 35 Ajuste de válvulas en la expansión

En la figura 35 se representa la evolución de la capacidad del cilindro de expansión en función del ratio de presiones.

El proceso I corresponde con la carga del cilindro con el fluido comprimido, por lo que la válvula de admisión se encuentra abierta. Del mismo modo, la válvula de salida se abre en el proceso III, en el que vaciamos el cilindro.

Las válvulas permanecen cerradas durante el resto del ciclo, durante la expansión (II) y la recompresión del volumen muerto (IV).

7.2 Motor Stirling

El objeto del modelizado del motor Stirling es obtener los puntos y las condiciones en los que éste opera para poder comparar con el motor Ericsson.

Las condiciones con las que trabajamos son las siguientes:

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
Tª Caliente	977 K	Número de regenerador	8
Tª Fría	288 K	Diámetro del regenerador	22.6 mm
Presión media	41.4 MPa	Longitud del regenerador	22.6 mm
Frecuencia	41.7 Hz	Diámetro del cable	40 µm
Diámetro pistón	69.9 mm	Número de capas de mayado	308
Volumen carrera del <i>displacer</i>	120.8 cc	Índice politrópico de expansión	1.77
Volumen carrera del <i>displacer</i>	113.1 cc	Índice politrópico de compresión	1.56
Volumen muerto de compresión	28.7 cc	Masa de fluido	1.13 g
Volumen muerto de expansión	30.5 cc	Fluido de trabajo	He

Tabla 3 Condiciones de funcionamiento Stirling [6]

A partir de estos datos podemos tener los puntos de funcionamiento en los que trabajaremos. Las condiciones son las siguientes:

Para la obtención de más puntos vamos variando el régimen de giro del motor, pero apreciamos que nos encontramos con potencias realmente similares para obtener un funcionamiento correcto del motor sin entrar en problemas en la alimentación, en los que vemos que la potencia decrece de manera apreciable. Por lo que los resultados obtenidos oscilan entre los valores encontrados.

8. Comparación

Ahora que tenemos puntos de operación en el motor Stirling tenemos que proceder a realizar su adimensionalización para poder entrar en las gráficas del ciclo Ericsson y poder compararlos en las mismas condiciones.

Para ello usamos el *Teorema PI de Buckingham*. Utilizando los parámetros obtenidos en el motor Ericsson, adimensionalizamos las potencias obtenidas en nuestro motor Stirling. Con esto nos vamos a la figura y obtenemos la capacidad del cilindro y el ratio de presiones. Con éste último parámetro podemos calcular la temperatura a la que llegamos en el foco caliente

Punto	Potencia (W)	Π	$\eta_{Stir.}$	$\eta_{Ericc.}$
1	3242	0.68	21.8	46.3
2	3075	0.645	21.3	44.5
3	3611	0.76	23.3	47.3
4	3367	0.71	22.1	46.8

Tabla 4 Comparación de rendimientos

Podemos ver claramente que el motor Ericsson tiene un mejor funcionamiento bajo las mismas condiciones, esta tendencia se presenta de manera clara a lo largo de los puntos. Tanto la potencia obtenida como el rendimiento del motor son sensiblemente superiores.

Lo que se observa también es que para los puntos elegidos, básicamente estamos trabajando en la zona de mayor rendimiento en el ciclo Stirling, optimizando todo lo posible la energía transmitida al eje.

9. Conclusiones

Tras la realización completa del estudio podemos llegar a las siguientes conclusiones.

Ambos tipos de motores, al pertenecer a la misma categoría, presentan un funcionamiento similar. Pudiendo trabajar así bajo las mismas condiciones.

Los ciclos de ambos motores pese a trabajar bajo las mismas premisas difieren en su ejecución. El ciclo Stirling se realiza con dos procesos isotermos y dos isócoros, mientras que el Ericsson tiene dos procesos isotermos y dos isóbaros.

Además la forma en la que controlamos el volumen en el que trabajamos también es diferente. En el motor Stirling éste queda definido mediante el uso de un pistón *displacer* que está desfasado con respecto al pistón de trabajo, lo que hace que el control del flujo másico en cada momento sea menos eficiente con respecto al uso de válvulas, como se realiza en el caso del motor Ericsson.

Todo esto en conjunto hace que a la hora de haber realizado el análisis hayamos visto cómo trabajando bajo las mismas condiciones de operación obtengamos una mayor potencia en el ciclo Ericsson.

Esta mejora es evidente, pero es necesario realizar otro análisis, ya que la construcción de los motores Ericsson es más compleja, así como su mantenimiento. Ello obliga a tener más aspectos en consideración a la hora de elegir uno u otro motor ya que es posible que a pesar de la clara mejoría que nos ofrece, un mayor desembolso económico haga que sea inviable el uso de motores Ericsson.

10. Referencias

- [1] (2011) alojamientos.uva.es. [Online].
https://alojamientos.uva.es/guia_docente/uploads/2011/455/42611/1/Documento22.pdf
- [2] Marcelo Izquierdo Millán, Energías Renovables, apuntes de la asignatura, 2014.
- [3] www.varinia.es. (2010, July) varinia. [Online].
<http://varinia.es/blog/2010/07/15/stirling-un-motor-cuyo-'combustible'-es-solo-calor/>
- [4] James Senft, *Ringbon Stirling Engines*. New York: Oxford University Press, 1993.
- [5] www.fadisel.es. (2014, May) www.fadisel.es. [Online].
http://fadisel.es/educational-cebekit/stirling-engine/motor-stirling-montado-chapado-en-oro-24-quilates-c-7001_r_396_1550.aspx
- [6] oocities.org. (2019, Oct.) oocities. [Online].
<http://www.oocities.org/tapitde/historia.htm>
- [8] wikipedia. (2015, May) wikipedia.org. [Online].
https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling
- [7] Hadi Hosseinzade, Hoseyn Sayaadi, and Mojtaba Babaelahi, "A new closed-form analytical thermal model for simulating Stirling engines based on polytropic-finite speed thermodynamics," *Elsevier*, pp. 1-14, 2014.
- [9] Graham T. Reader and Charles Hooper, *Stirling Engines*. London: E. & F. N. Spon, 1983.
- [1 Abdou Touré and Pascal Stouffs, "Modeling of the Ericsson engine," *Elsevier*, p. 0] 8, 2014.
- [1 manson-ericsson-hae.blogspot.com.au. (2014, Jan.) manson-ericsson-
1] hae.blogspot.com.au. [Online]. <http://manson-ericsson-hae.blogspot.com.au/p/oh-yeah-it-is-not-new-project-of-that.html>
- [1 wikipedia.org. (2015, June) wikipedia.org. [Online].
2] https://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Ericsson
- [1 e-ducativa.catedu.es. e-ducativa.catedu.es. [Online]. http://e-ducativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/4750/4931/html/62_ciclo_de_ericsson.html

