



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y DE LOS
RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

Ingeniería Electromecánica

TEMA:

“Diseño y construcción de un motor Stirling tipo beta de baja potencia, utilizando como fuente de energía la biomasa del bagazo de caña”

TESIS DE GRADO PREVIA A LA
OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO ELECTROMECÁNICO

AUTOR: *Augusto Bolívar Nero Ortega.*

DIRECTOR: *Ing. Luis Armando Salgado Valarezo*

1859

Loja – Ecuador

2012

CERTIFICACIÓN

Ing.

Luis Armando Salgado Valarezo.

DIRECTOR DEL PROYECTO DE TESIS

CERTIFICA:

Que el presente proyecto de investigación previo a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, titulado. **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA DE BAJA POTENCIA, UTILIZANDO COMO FUENTE DE ENERGÍA LA BIOMASA DEL BAGAZO DE CAÑA”** realizado por el Sr. AUGUSTO BOLÍVAR NERO ORTEGA, ha sido orientado, revisado y corregido bajo mi dirección por lo que autorizo su presentación.

Loja, Noviembre del 2012

.....
Ing. Luis Armando Salgado Valarezo.

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Yo, Augusto Bolívar Nero Ortega declaro que:

El proyecto de grado titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA DE BAJA POTENCIA, UTILIZANDO COMO FUENTE DE ENERGÍA LA BIOMASA DEL BAGAZO DE CAÑA”** ha sido realizado en base a una investigación exhaustiva, respetando los derechos intelectuales de terceras personas que se incluyen en la bibliografía de la tesis.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Loja, Noviembre del 2012

.....

Augusto Bolívar Nero Ortega.

Autor.

AGRADECIMIENTO.

En el presente trabajo agradezco primeramente a Dios y a la Virgen María por darme a mis padres quienes me dieron la vida.

A mis padres y hermanos por confiar en mí y apoyarme incondicionalmente en mis estudios.

A mis profesores quienes contribuyeron en mi formación profesional por medio de sus conocimientos

DEDICATORIA

El presente trabajo de investigación representa la culminación de mi carrera universitaria y el inicio de mi vida profesional, por tal motivo esta dedicado de manera especial a Dios quien me ha brindado sabiduría, salud y vida, a las personas que más quiero en la vida, mis padres Sr. José Nero y Sra. Olga Ortega y hermanos quienes con su ejemplo me han ayudado a salir adelante y cumplir con mis metas propuestas.

A mi esposa Lady, mi hija Josselin, con las cuales he compartido momentos de tristeza y alegría.

RESUMEN.

En el presente proyecto se propone un sencillo diseño metodológico que considera varios aspectos básicos para el diseño y la construcción de un motor Stirling tipo beta utilizando como fuente de energía la biomasa del bagazo de la caña de azúcar.

Ciertas cuestiones teóricas deben ser revisadas antes de empezar con el desarrollo del proyecto, estas referencias teóricas han sido extraídas de libros, paginas de internet y documentos que han contenido información acerca de este tema.

Esta tesis tiene como finalidad la utilización de energías renovables como lo es el bagazo de la caña en el funcionamiento de un motor de ciclo Stirling, estos motores no cuentan con la suficiente información para su desarrollo.

Se estiman como referencias para su construcción, algunas variables de funcionamiento y de diseño como lo son: temperaturas, presiones, mecanismo de transmisión que en este caso es un sistema biela-manivela

Así mismo se considera que las piezas para la construcción del motor sean de fácil acceso en el mercado local y que cumplan con las propiedades establecidas para cada una de las piezas.

Un primer dimensionamiento puede ser realizado mediante simples ecuaciones y análisis termodinámicos elementales.

SUMMARY

Presently project intends a methodological simple design that considers basic several aspects for the design and the construction of a motor Stirling type beta using as energy source the biomass of the trash of the cane of sugar.

Certain theoretical questions should be revised before beginning with the development of the project, these theoretical references have been extracted of books, you paginate of internet and documents that have contained information about this topic.

This thesis has as purpose the use of renewable energies as it is it the trash of the cane in the operation of a cycle motor Stirling, these motors don't have the enough information for its development.

They are considered like references for their construction, some operation variables and of design as they are it: temperatures, pressures, transmission mechanism that is a system connecting rod-crank in this case

Likewise it is considered that the pieces for the construction of the motor are of easy access in the local market and that they fulfill the established properties for each one of the pieces.

A first dimensioned can be carried out by means of simple equations and thermodynamic elementary analysis.

Simbología

Símbolo	Denominación
η	Rendimiento.
W	Trabajo.
Q_c	Calor Cedido.
T_{\min}	Temperatura máxima.
T_{\max}	Temperatura mínima.
p	Presión.
V	Volumen.
n	Cantidad de sustancia en moles.
R	Constante de los Gases.
B	Número de Beale
P_m	Presión media
f	Frecuencia.
α	Angulo de desfase
V_{\min}	Volumen mínimo
V_{\max}	Volumen máximo
P_{\max}	Presión máxima
P_{cr}	Carga crítica
E	Módulo de elasticidad.
I	Momento de inercia.
a	Espesor de la biela.
t	Espesor de la pared del cilindro.
\varnothing	Diámetro.
τ	Esfuerzo al corte.
T	Torsión.
F	Fuerza.
M	Momento torsor.
d	Distancia.
x_p	Distancia recorrida por el pistón.
x_d	Distancia recorrida por el desplazador.
V_e	Volumen de Expansión.

V_c	Volumen de compresión.
l_p	Largo de la biela del pistón.
l_d	Largo de la biela del desplazador.
A_p	Área del pistón.
A_d	Área del desplazador.
v_{cle}	Volumen muerto en la zona de expansión.
v_{clc}	Volumen muerto en la zona de compresión.
qt	Transferencia de calor total.
h	Coefficiente de convección.
A_f	Área de una aleta.
A_t	Área total.
N	Número de aletas.
n_f	Rendimiento de aleta.
t	Espesor de aleta.
k	Coefficiente de conducción.
Θ_b	Diferencia de temperatura.

INDICE

1. INTRODUCCIÓN.	1
2. MOTOR TERMICO	2
2.1. Concepto.	2
2.2. El Ciclo de Carnot.	2
2.3. El ciclo de Ericsson.	3
2.4. El ciclo Stirling.	4
2.5. Ecuación de los gases perfectos.	5
2.6. Transformaciones Termodinámicas.	5
3. EL MOTOR STIRLING.	7
3.1. Introducción.	7
3.2. Principios de funcionamiento.	8
3.3. Tipos de motores Stirling.	9
3.3.1. Motor Tipo Alfa.	9
3.3.2. Motor Tipo beta.	10
3.3.3. Motor tipo Gamma.	11
3.4. Ciclo del motor Stirling.	11
3.5. Rendimiento del motor Stirling:	16
3.6. Aplicaciones.	17
4. MOTOR STIRLING TIPO BETA.	20
4.1. Elementos Básicos del Motor:	20
4.2. Configuración del motor.	20
4.3. Acoplamiento de émbolos y extracción de potencia.	21
4.3.1. Émbolos acoplados mecánicamente:	22
4.3.2. Émbolos no acoplados mecánicamente.	23
4.4. Elementos de estanqueidad y lubricación.	23
4.5. Sistema de Refrigeración o refrigerador.	24
4.5.1. Refrigeración por agua.	25
4.5.2. Refrigeración por aire.	25
4.6. Fluidos de trabajo.	25
4.7. Características de funcionamiento.	25
4.8. Variables de diseño.	27
4.9. Expresiones para el cálculo del ciclo Stirling.	28
4.10. Análisis Estructural y cinemático.	30

4.10.1. Bielas.....	30
4.10.2. Cilindros.....	31
4.10.3. Pistones.....	31
4.10.4. Cigüeñal.....	31
4.10.5. Sistema mecánico Biela-Manivela.....	32
4.11. Análisis de transferencia de calor en superficies extendidas.....	35
5. BIOMASA.....	39
5.1 Introducción.....	39
5.2. Características del bagazo de caña como combustible.....	40
5.3. Características energéticas y ambientales del uso de la biomasa cañera.....	40
5.3.1 Ventajas de la biomasa.....	41
5.3.2. Desventajas de la biomasa.....	42
6. DISEÑO Y CÁLCULOS DEL MOTOR.....	43
6.1. Parámetros de diseño.....	43
6.2. Cálculos.....	44
6.2.1. Análisis Cinemático Biela-manivela del Desplazador.....	45
6.2.2. Análisis Cinemático Biela-manivela del Pistón.....	46
6.2.3. Volumen muerto de expansión.....	48
6.2.4. Volumen muerto de compresión.....	49
6.2.5. Volumen de Expansión.....	50
6.2.6. Volumen de compresión.....	51
6.3. Análisis Termodinámico del ciclo Stirling.....	51
6.4. Calculo de Fuerza y Torque.....	54
6.5. Análisis estructural.....	55
6.5.1. Biela.....	55
6.5.2. Cilindro.....	55
6.5.3. Eje.....	56
6.6. Cálculo de transferencia de calor.....	57
7. RESULTADOS.....	61
7.1 Análisis de resultados.....	61
8. VALORACION ECONÓMICA.....	63
8.1. Valoración Total.....	63
8.2. Valoración por precios unitarios.....	63
9. CONCLUSIONES. Y RECOMENDACIONES.....	65
9.1 Conclusiones.....	65
9.2. Recomendaciones.....	65

10. BIBLIOGRAFÍA.....	66
11. ANEXOS.....	68
Anexos A.....	68
(Tablas.)	68
Anexos B	86
(Planos y hojas de Proceso tecnológico.)	86
Anexos C.....	104
(Fotos del Prototipo.).....	104

1. INTRODUCCIÓN.

Hoy en día, la humanidad atraviesa una etapa clave para la conservación de nuestro planeta tierra y sus recursos.

Desde el siglo XIX donde aparecen los motores a vapor, y posteriormente los motores de combustión interna, cuyos combustibles se derivan del refinado de petróleo, han ayudado al progreso de la humanidad pero a la vez con el pasar del tiempo y con el incremento de motores a diario, que utilizan combustibles como la gasolina y el diesel, han ido generando grandes cantidades de gases combustionados, que producen estragos en nuestro ambiente tanto así que la humanidad esta buscando maneras de producir combustibles que no dañen a nuestro ambiente como lo son los biocombustibles.

Estos biocombustibles son menos contaminantes que los derivados del refinado del petróleo pero, aun no son comerciales, por que se encuentran en etapas de investigación y por otra parte su costo.

Otra alternativa son los motores eléctricos, los cuales no producen contaminación pero que tienen algunas restricciones como lo es el costo, el mantenimiento y la fuente de energía.

Ahora conscientes en la etapa regenerativa que el mundo quiere dar para conservar nuestro planeta, nos sumamos a la investigación de alternativas de motores que no contaminen, el motor Stirling no es un invento actual pero que por su gran aporte está renaciendo como una alternativa más.

2. MOTOR TERMICO

2.1. Concepto.

Un motor térmico es un dispositivo capaz de transformar calor (energía térmica) en trabajo (energía mecánica) de modo continuo (ver fig. 1).

Para ello, el motor describe ciclos termodinámicos entre dos focos a diferente temperatura. Del foco a temperatura más elevada (T_1), absorbe una cantidad de calor (Q_1) Parte de este calor lo transforma en trabajo (W) y el resto (Q_2) es cedido al foco a menor temperatura (T_2). (GARCIA, 1999)

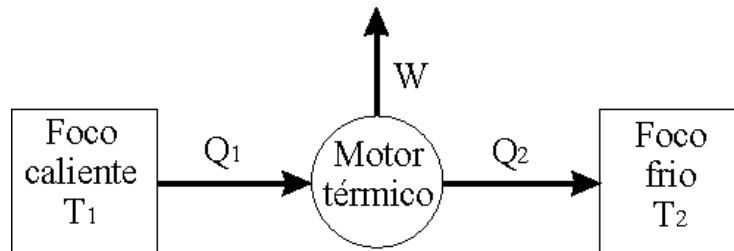


Figura 1. Diagrama termodinámico de motor térmico. Fuente: ALVAREZ, J. A., & CALLEJÓN, I. Maquinas térmicas motoras

Según el 2º Principio, Q_2 nunca puede ser cero.

El rendimiento de un motor térmico es la relación existente entre el trabajo producido y el calor absorbido. (ALVAREZ & CALLEJÓN)

$$n = \frac{W}{Q}$$

[1]

2.2. El Ciclo de Carnot.

Los corolarios de Carnot marcan cuál es el rendimiento máximo que se puede obtener en un motor térmico.

"Todos los ciclos reversibles que operan entre los mismos focos de temperatura tienen el mismo rendimiento, que además es el máximo." (GARCIA, 1999)

El teorema de Carnot relaciona el rendimiento máximo del motor térmico reversible con la temperatura de los focos:(CARNOT, 1992)

$$n = 1 - \frac{[Q_2]}{Q_1} \quad [2]$$

Carnot diseñó un ciclo termodinámico reversible y que, por lo tanto, poseía el máximo rendimiento que puede tener una máquina térmica.

$$T = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad [3]$$

El ciclo de Carnot esta formado por 4 etapas. Dos transformaciones isotérmicas y dos transformaciones adiabáticas. En el diagrama (presión - volumen) inferior podemos observar el ciclo de Carnot. (ver fig. 2)

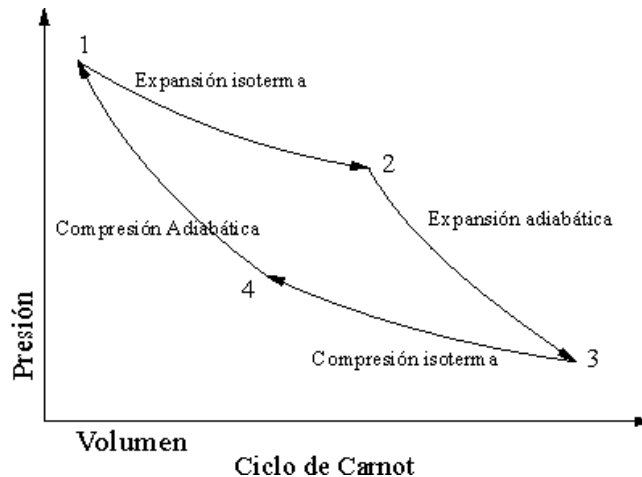


Figura 2. Ciclo De Carnot. Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling engine](http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine)

2.3. El ciclo de Ericsson.

En este ciclo el fluido evoluciona realizando dos transformaciones isotermas y dos isobaras. En el siguiente diagrama podemos observar el ciclo de Ericsson. (ver fig. 3)(GARCIA, 1999)

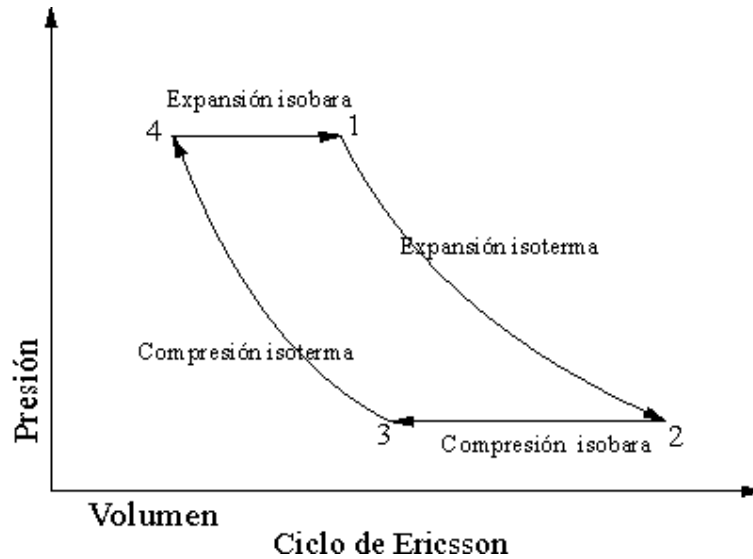


Figura 3. Ciclo de Ericsson. Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling engine](http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine)

2.4. El ciclo Stirling.

En este ciclo el fluido evoluciona realizando dos transformaciones isotérmicas y dos transformaciones a volumen constante (isocoras). En el siguiente diagrama podemos observar el ciclo de Stirling. (ver fig. 4)

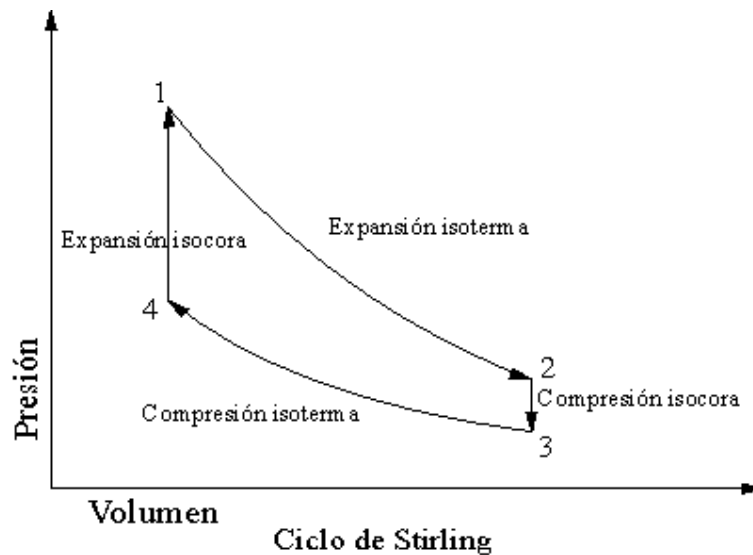


Figura 4. Ciclo de Stirling Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling engine](http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine)

1-2: Compresión isoterma del gas a la temperatura inferior, T_f . Durante este proceso se cede al exterior una cantidad de calor, Q_f a la fuente fría.

2-3: Absorción de calor a volumen constante. El gas absorbe del regenerador una cantidad de calor Q_{rg} y aumenta su temperatura, lo que provoca un aumento de presión.

3-4: Expansión isoterma del gas a alta temperatura, T_c . Durante este proceso se absorbe una cantidad de calor Q_c de la fuente caliente.

4-1: Cesión de una cantidad de calor Q_{rg} al regenerador a volumen constante, disminuyendo la temperatura del fluido.

2.5. Ecuación de los gases perfectos.

Se considera gas perfecto al que cumple con la siguiente ecuación:

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad [4]$$

p = Presión en pascales (Pa)

V = Volumen en metros cúbicos

n = Cantidad de sustancia en moles del gas (mol)

R = Constante de los gases perfectos $0,082 \text{ Pa m}^3 / \text{K mol}$

T = Temperatura en Kelvin (K)

2.6. Transformaciones Termodinámicas.

- **Transformaciones isócara o isométrica:** es la que se realiza a volumen constante. (ver fig. 5)

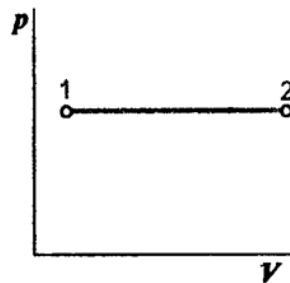


Figura 5. Transformación Isométrica. Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Principios_termodinámicos

$$p_1 \cdot V_1 = R \cdot T_1 \quad [5]$$

$$p_2 \cdot V_2 = R \cdot T_2 \quad [6]$$

$$V_1 = V_2 = V \quad [7]$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{Ecuación de estado} \quad [8]$$

- **Transformaciones isóbara:** es la que se realiza a presión constante.(ver fig. 6)

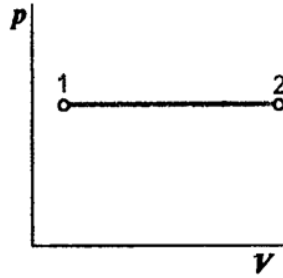


Figura 6. Transformación isóbara. Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Principios_termodinámicos

$$p_1 \cdot V_1 = R \cdot T_1 \quad [9]$$

$$p_2 \cdot V_2 = R \cdot T_2 \quad [10]$$

$$p_1 = p_2 = p \quad [11]$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{V_2}{V_1} \quad \text{Ecuación de estado} \quad [12]$$

- **Transformación isoterma:** es la que se realiza a temperatura constante.(ver fig.7)

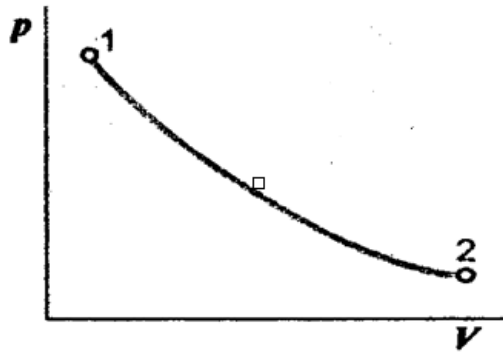


Figura 7. Transformación Isoterma. Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Principios_termodinámicos

$$p_1 \cdot V_1 = R \cdot T_1 \quad [13]$$

$$p_2 \cdot V_2 = R \cdot T_2 \quad [14]$$

$$T_1 = T_2 = T \quad [15]$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{V_2}{V_1} \quad \text{Ecuación de estado} \quad [16]$$

3. EL MOTOR STIRLING.

3.1. Introducción.

El fenómeno físico de la expansión del aire caliente fue ya utilizado en tiempos de los egipcios para desarrollar trabajo mecánico, accionando de esta manera trampillas, puertas y pesadas cargas, pero fue en la revolución industrial cuando las máquinas llamadas “térmicas” se estudiaron, desarrollaron y aplicaron de manera general.

El Motor Stirling objeto de nuestro estudio es un tipo de motor térmico y como tal, genera trabajo mecánico a partir de la diferencia de temperaturas entre dos focos.

La actual preocupación medioambiental y la cada vez más acuciante escasez de recursos energéticos de carácter fósil han hecho que se haya rescatado del olvido este genial artilugio como una de las posibles soluciones a tales problemas dados su excepcional rendimiento.

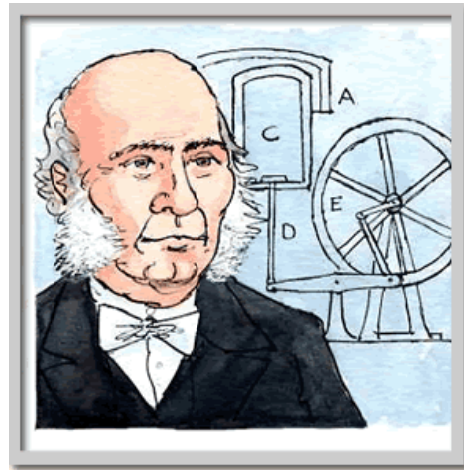


Figura 8 .Robert Stirling. Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling

Robert Stirling (ver fig. 8) fue un clérigo Escocés que, heredando el interés de su padre por la ingeniería, diseñó en 1816 un motor térmico que funcionaba sin peligro de las explosiones y quemaduras que tenía la máquina de vapor. Posteriormente sería el francés Sadi Carnot el que hiciera una interpretación teórica de su funcionamiento para comprender el fenómeno de producir fuerza motriz partiendo del calor que fluye entre dos focos a distinta temperatura.

Si bien en potencia no podía competir con la, famosa por entonces, máquina de vapor, era el motor de Stirling una máquina mucho más sencilla, barata y segura y se aseguró un campo de aplicación allí donde la fuerza no fuera un factor tan decisivo diseñándose así ventiladores y bombas de agua basadas en el principio de la expansión y la compresión del aire

3.2. Principios de funcionamiento.

El principio básico del funcionamiento del motor ideado por Stirling es calentar y enfriar un medio de trabajo, ya sea aire, helio, hidrógeno o incluso alguna clase de líquido. Al calentar el medio de trabajo, conseguiremos que incremente su volumen, y se aprovechará ese movimiento para desplazar una parte del motor.

Posteriormente, enfriaremos de nuevo el medio de trabajo, reduciendo su volumen, y consiguiendo que el motor vuelva a la posición inicial. El motor trabajará siempre con el mismo medio de trabajo, por lo que el motor debe ser hermético.(DE LA HERRÁN)

En un motor Stirling alfa, aplicamos calor en la parte inferior, y frío en la parte superior a un recipiente hermético que contiene el medio de trabajo (aire), y un pistón desplazador, para mover el aire de una zona del recipiente a otra. Al aplicar calor a la base del recipiente, y con el pistón desplazador en la parte opuesta (arriba), aumenta la temperatura del aire, por lo que según la ley general de los gases aumenta la presión, empujando una superficie elástica, mediante la cual conseguiremos movimiento. Este movimiento de la superficie elástica se transmitirá a un cigüeñal, que a su vez irá conectado al pistón desplazador con un ángulo de noventa grados, de forma que, al subir la superficie elástica el pistón desplazador baje y desplace el medio de trabajo de la parte caliente del recipiente a la parte fría, lo que hará que disminuya el volumen y la presión del medio de trabajo, por lo que la superficie elástica volverá a su estado inicial, completando el recorrido del cigüeñal. Al volver a la posición inicial, volverá a subir el pistón desplazador, desplazando el medio de trabajo de nuevo a la parte caliente del recipiente, aumentando volumen, la presión, y repitiendo el proceso. (ver fig. 9)

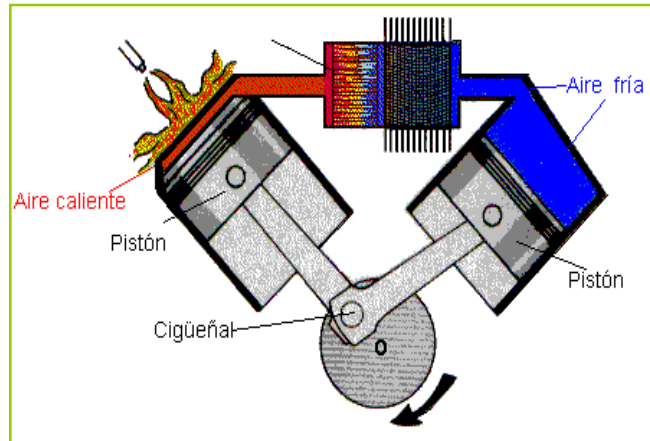


Figura 9. Motor Stirling. Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Motor Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling)

Regenerador:

Existe un elemento del motor, llamado regenerador, que, aunque no es obligatorio, permite alcanzar mayores rendimientos. Éste, tiene la función de absorber y ceder calor en las evoluciones a volumen constante del ciclo. El regenerador es un medio poroso, con conductividad térmica despreciable. Divide al motor en dos zonas: zona caliente y zona fría. El fluido se desplaza de la zona caliente a la fría a lo largo de los diversos ciclos de trabajo, atravesando el regenerador. (FNLKENSTEIN, 2001)

3.3. Tipos de motores Stirling.

Según la forma en que los componentes de un motor Stirling están interrelacionados, estos se pueden clasificar en diferentes tipos. Las tres configuraciones más comunes son: la Alfa, Beta y Gamma que se detallarán a continuación. (Ver tabla 15)

3.3.1. Motor Tipo Alfa

Consta de dos cilindros independientes, sin desplazador, con dos pistones desfasados 90° . Uno de los cilindros se calienta mediante mechero de gas o alcohol y el otro se enfría mediante aletas o agua. (ver fig. 10)

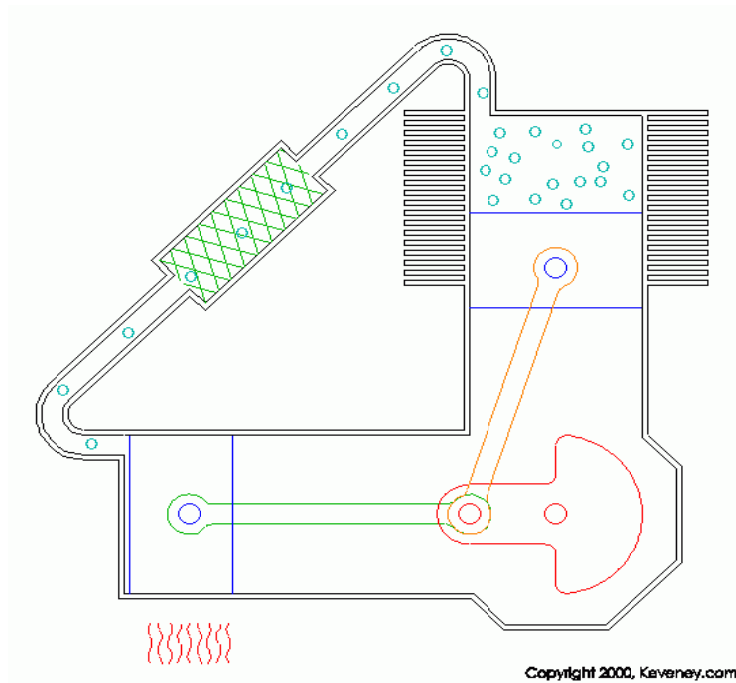


Figura 10. Motor Stirling tipo Alfa. Fuente:[http://en.wikipedia.org/wiki/Motor Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling)

3.3.2. Motor Tipo beta.

Es el motor original de Stirling. Consta de un cilindro con una zona caliente y otra fría. En el interior del cilindro está el desplazador. Los motores pequeños no suelen llevar regenerador, y existe una holgura de algunas décimas de milímetro entre el desplazador y el cilindro para permitir el paso del gas. (ver fig. 11)

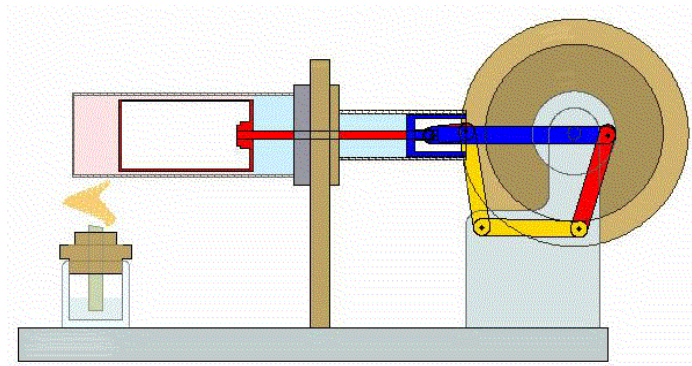


Figura 11. Motor Stirling tipo Beta. Fuente:[http://en.wikipedia.org/wiki/Motor Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling)

3.3.3. Motor tipo Gamma.

Está derivado del beta, pero más sencillo de construir. Consta de dos cilindros separados, en uno de los cuales se sitúa el desplazador y en el otro el pistón de potencia (ver fig. 12)

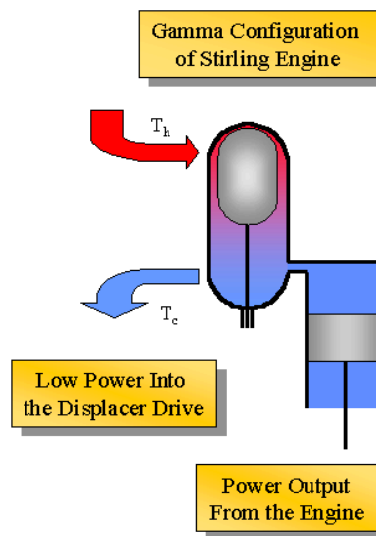


Figura 12. Motor Stirling tipo Gamma. Fuente:[http://en.wikipedia.org/wiki/Motor Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling)

3.4. Ciclo del motor Stirling.

El motor Stirling en su ciclo ideal es capaz de desarrollar el trabajo máximo posible entre dos focos térmicos a distinta temperatura, conocido como rendimiento de Carnot, pero que a diferencia del ciclo de Carnot poco útil técnicamente, el motor Stirling es capaz de generar trabajo de forma práctica, pudiendo en algunos casos reales llegar al 80% del trabajo máximo obtenible, lo que lo sitúa como una opción ante estos tiempos de necesidad de mayor eficiencia energética y menor contaminación. (ver fig. 13)(FNLKENSTEIN, 2001)

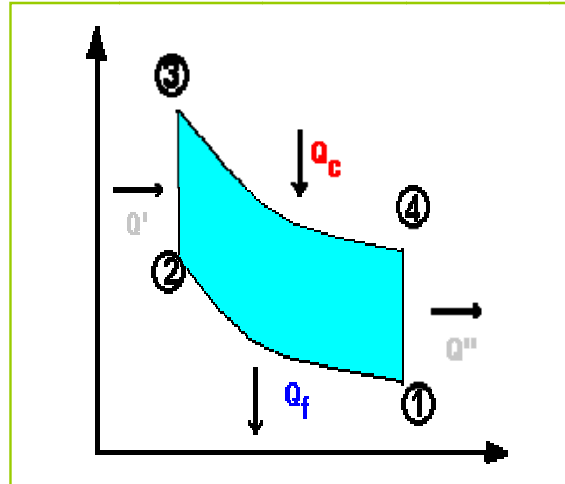


Figura 13. Ciclo del Motor Stirling. Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Motor Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling)

Desde el punto de vista termodinámico el ciclo de un motor Stirling consta de dos Procesos isocóricos y de dos isotérmicos. (ver fig. 14)

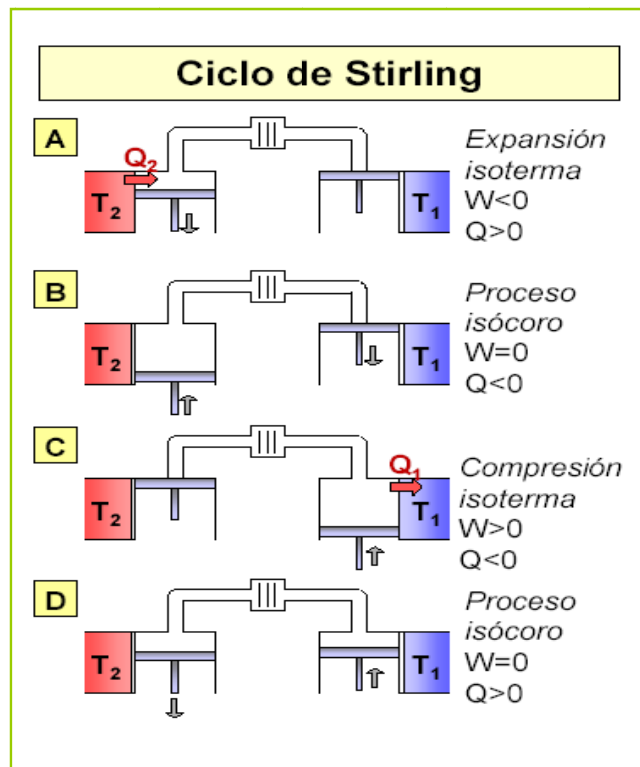


Figura 14. Desarrollo del Ciclo Stirling. Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Motor Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling)

El ciclo del motor Stirling está compuesto por dos evoluciones a Volumen constante y dos evoluciones isotérmicas, una a T_c y la segunda a T_f . El fluido de trabajo se supone es un gas perfecto. En el ciclo teórico hay un aspecto importante que es la existencia de un regenerador. Este tiene la propiedad de poder absorber y ceder calor en las evoluciones a volumen constante del ciclo. (WIKIPEDIA)

Si no existe regenerador, el motor también funciona, pero su rendimiento es inferior. Hay algunos aspectos básicos a entender en la operación de un motor Stirling:

El motor tiene dos pistones y el regenerador. El regenerador divide al motor en dos zonas, una zona caliente y una zona fría.

- El regenerador es un medio poroso, capaz de absorber o ceder calor y con conductividad térmica despreciable.
- El fluido de trabajo está encerrado en el motor y los pistones lo desplazan de la zona caliente a la fría o viceversa en ciertas etapas del ciclo. Por lo tanto se trata de un ciclo cerrado.
- Cuando se desplaza el fluido desde la zona caliente a la fría (o al revés), este atraviesa el regenerador.

El movimiento de los pistones es sincronizado para que se obtenga trabajo

- Se supone que el volumen muerto es cero y el volumen de gas dentro del regenerador es despreciable en el caso del ciclo teórico. Como en el ciclo real esto no ocurre, el rendimiento es algo inferior.
- En el ciclo teórico se supone que la eficiencia del regenerador es de un 100%. Es decir devuelve todo el calor almacenado y además con recuperación total de temperaturas.

La descripción del ciclo es como sigue:

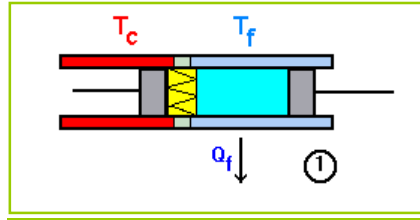


Figura 15. Paso 1 del Ciclo Stirling. Fuente:[http://en.wikipedia.org/wiki/Motor Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling)

El cilindro frío está a máximo volumen y el cilindro caliente está a volumen mínimo, pegado al regenerador. El regenerador se supone está "cargado" de calor. El fluido de trabajo está a T_f a volumen máximo, V_{max} y a p_1 . (ver fig. 15)

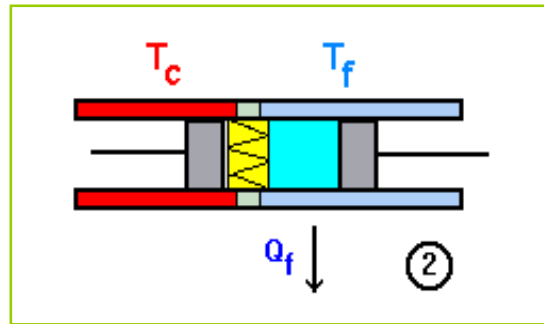


Figura 16. Paso 2 del Ciclo Stirling. Fuente:[http://en.wikipedia.org/wiki/Motor Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling)

Entre 1 y 2 se extrae la cantidad Q_f de calor del cilindro (por el lado frío). El proceso se realiza a T_f constante. Por lo tanto al final (en 2) se estará a volumen mínimo, V_{min} , T_f y p_2 . El pistón de la zona caliente no se ha desplazado. En esta evolución el sistema absorbe trabajo. (ver fig. 16)

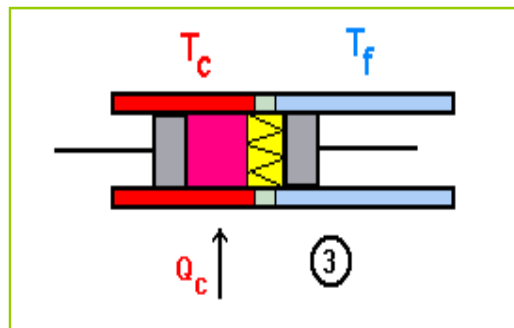


Figura 17. Paso 3 del Ciclo Stirling. Fuente:[http://en.wikipedia.org/wiki/Motor Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling)

Entre 2 y 3 los dos pistones se desplazan en forma paralela. Esto hace que todo el fluido atraviese el regenerador. Al ocurrir esto, el fluido absorbe la cantidad Q' de calor y eleva su temperatura de T_f a T_c . Por lo tanto al final (en 3) se estará a T_c , V_{\min} y p_3 . El regenerador queda "descargado". En esta evolución el trabajo neto absorbido es cero (salvo por pérdidas por roce al atravesar el fluido el regenerador). (ver fig. 17)

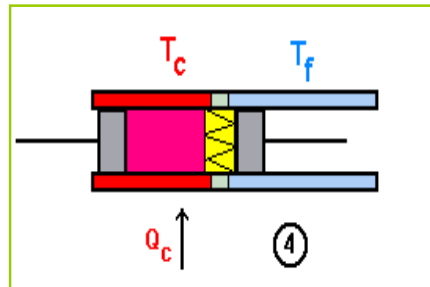


Figura 18. Paso 4 del Ciclo Stirling. Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling

Entre 3 y 4 el pistón frío queda junto al lado frío del regenerador y el caliente sigue desplazándose hacia un mayor volumen. Se absorbe la cantidad de calor Q_c y el proceso es (idealmente) isotérmico. Al final el fluido de trabajo está a T_c , el volumen es V_{\max} y la presión es p_4 . (ver fig. 18)

Finalmente los dos pistones se desplazan en forma paralela de 4 a 1, haciendo atravesar el fluido de trabajo al regenerador. Al ocurrir esto el fluido cede calor al regenerador, este se carga de calor, la temperatura del fluido baja de T_c a T_f y la presión baja de p_4 a p_1 . Al final de la evolución el fluido está a V_{\max} , p_1 y T_f . El regenerador sigue "cargado" de calor. (ver fig. 19 y 20)

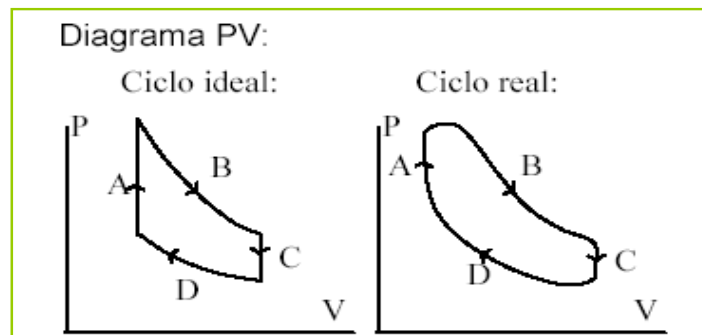


Figura 19. Diagrama presión- volumen del Ciclo Stirling.

Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Stirling.

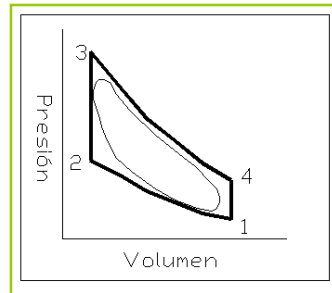


Figura 20. El área del ciclo real Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Ciclo Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Stirling).

3.5. Rendimiento del motor Stirling:

El motor Stirling tiene el potencial de alcanzar el rendimiento de Carnot, lo cual le permite, teóricamente, alcanzar el límite máximo de rendimiento, que es a lo máximo que puede llegar un motor térmico.

[17]

El rendimiento de un motor térmico es la relación existente entre el trabajo producido y el calor absorbido.

[18]

El calor absorbido es Q_c . El rendimiento térmico del ciclo será (ver fig. 21)

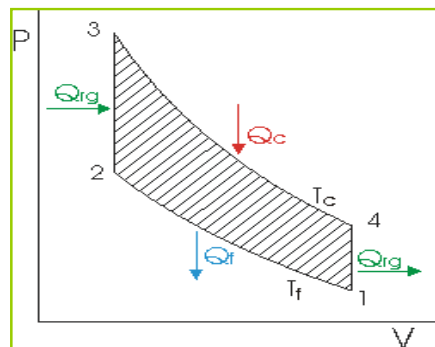


Figura 21. El rendimiento Térmico del Ciclo Stirling Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Ciclo Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Stirling).

3.6. Aplicaciones.

Inicialmente muy común, esa tecnología murió con el invento de los motores Otto y Diesel, hasta renacer al inicio del siglo XX impulsado por la compañía Philips en Holanda.

La segunda guerra mundial puso fin a una serie de nuevos desarrollos y solo hace 25 años volvieron a iniciar nuevas iniciativas y desarrollos. Hoy en día se utiliza motores Stirling para generar calor, para impulsar submarinos y próximamente como motores en automóviles híbridos. (ALPLOMA.NET)

Sus aplicaciones son muchas. Existen pequeños motores capaces de funcionar con la temperatura de la palma de la mano y se han construido prototipos para corazones artificiales implantables.

Las más cercanas al ciudadano son:

Conversión de la energía solar en eléctrica y la cogeneración, o sea, la producción simultánea de energía eléctrica y energía térmica.

Para convertir la energía solar en energía eléctrica, se utilizan espejos concentradores o parabólicos parecidos a cuencos o platos (de ahí, el nombre de dish-stirling). En ellos, se reflejan los rayos del sol, que van a parar a un punto llamado foco del concentrador. (ver fig. 22)

Gracias a estos sistemas, se logran unos rendimientos solar-eléctricos del 30%, el doble que si utilizásemos el sistema convencional de paneles fotovoltaicos.

Aunque, de momento, no es una tecnología competitiva desde el punto de vista económico, ofrece una gran ventaja: la generación de energía distribuida.

O sea, podrían construirse mini-centralesdish-Stirling adecuadas al tamaño de un pueblo o un distrito. De este modo, la generación de electricidad estaría más cerca del punto de consumo y se reducirían las pérdidas ocasionadas en el transporte y la distribución de electricidad. (ALPLOMA.NET)

Otra de las aplicaciones del motor de ciclo Stirling es la cogeneración, la producción simultánea de energía eléctrica y térmica. ¿Cómo se consigue?

El motor mueve un generador para producir electricidad y entrega simultáneamente agua de refrigeración que, a una temperatura de unos 60 grados centígrados, puede ser aprovechada como energía térmica.



Figura 22. Plataforma Solar de Almería en España. Fuente:
<http://www.alpoma.net/tecob/?p=390>.

En España, en la Plataforma Solar de Almería, se ha construido equipos (conocidos como Distal y EuroDISH) formados por grandes discos parabólicos que reflejan y concentran el sol hacia un motor Stirling, el cual produce energía mecánica que mediante un alternador es transformada en energía eléctrica. Son modelos experimentales y demostrativos de gran *rendimiento*. (ALPLOMA.NET)

Submarinos, el motor Stirling es la base de la propulsión de algunos motores pues permite recargar las baterías a altas profundidades, al contrario que el motor diesel, que exige subir a altura de periscopio para realizar esta operación. (ver fig. 23)



Figura 23. Submarinos que utilizan al Motor Stirling. Fuente:
<http://www.alpoma.net/tecob/?p=390>.

En aparatos de alta tecnología tiene utilidad. La marina sueca ha instalado motores Stirling en varios de sus submarinos. Kawasaki realiza investigaciones sobre este tema para la marina japonés. Otro campo abierto es la generación de energía cerca del punto de consumo, es decir, podrían producirse mini centrales adecuadas a un pueblo o distrito. De este modo la generación de electricidad se adaptaría al consumo de la zona y se evitarían las pérdidas ocasionadas como consecuencia del transporte y redes de distribución en largas distancias.

Yates. existe un tipo específico de motor Stirling que es especialmente diseñado para yates.

Enfriadoras. una de las características del motor Stirling es que es un ingenio reversible, es decir, se puede usar como motor aplicándole calor en forma que genere movimiento, o puede ser usado como máquina, consiguiendo producir frío y calor cuando se le aplica movimiento mecánico mediante un motor exterior. Si se diseña de manera correcta este motor, puede alcanzar temperaturas de $-10^{\circ} K$, y se usan en aparatos de alta tecnología

El motor Stirling es excelente para aplicaciones de refrigeración, de hecho es una de la máquinas que permite alcanzar temperaturas criogénicas.

Vehículos. los vehículos híbridos son señalados por muchas voces hoy en día como los medios de transporte que ocuparemos a mediano plazo en especial en las grandes ciudades. (ver fig. 24) Esto principalmente debido a las bajas emisiones de contaminantes y a la elevada economía de combustible que se obtiene con esta tecnología. Los **HEV** (hybridelectricvehicle) son autos provistos de un motor de combustión y otro eléctrico, y se pueden clasificar en dos categorías: en serie y en paralelo.(ALPLOMA.NET)

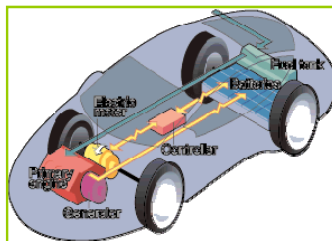


Figura 24. Vehículos Híbridos. Fuente: <http://www.alpoma.net/tecob/?p=390>.

4. MOTOR STIRLING TIPO BETA.

4.1. Elementos Básicos del Motor:

Un motor Stirling tipo beta está constituido por los siguientes elementos:

- **Cilindro.**-El cilindro es la materialización de la cámara de volumen variable, un extremo está abierto hacia el intercambiador de calor y el otro está cerrado por el pistón, es decir aquí se alojará el pistón y el desplazador. El material suele ser metálico para una buena conducción térmica y el grosor de la pared depende de la presión máxima del fluido de trabajo.
- **Pistón.**- El pistón debe ser robusto y con buenos elementos de estanqueidad para soportar la presión, ya que este evita que el gas salga y además transmite el trabajo al exterior del cilindro.
- **Desplazador.**- Es un émbolo que trabaja con presiones muy parecidas en los dos lados, pero debe soportar un elevado gradiente térmico. Su resistencia y su estanqueidad no son relevantes, pero su aislamiento térmico sí que lo es. Acostumbra a ser un elemento axialmente largo, que contiene material aislante en su interior. Sus paredes metálicas son delgadas para evitar la conducción del calor, y tiene forma redondeada para evitar concentraciones de tensión y fatiga del material que se encuentra debilitado por el calor. La función que desempeña este elemento es hacer que el aire se desplace de la zona fría a la caliente y viceversa.

4.2. Configuración del motor.

Para este tipo de motor Stirling Beta se utiliza la configuración de pistón-desplazador en donde uno de los émbolos es el pistón y el otro es el desplazador. Con esta configuración la presión del fluido esta soportada sólo por un pistón reduciéndose así el problema de estanqueidad. También siendo el desplazador más ligero que un pistón, se disminuye la masa oscilante y las vibraciones, en consecuencia se reducen las dimensiones de bielas, cojinetes etc.(Ver fig. 25)

La configuración de cilindro único reduce al máximo el espacio muerto y da al motor máxima compacidad-

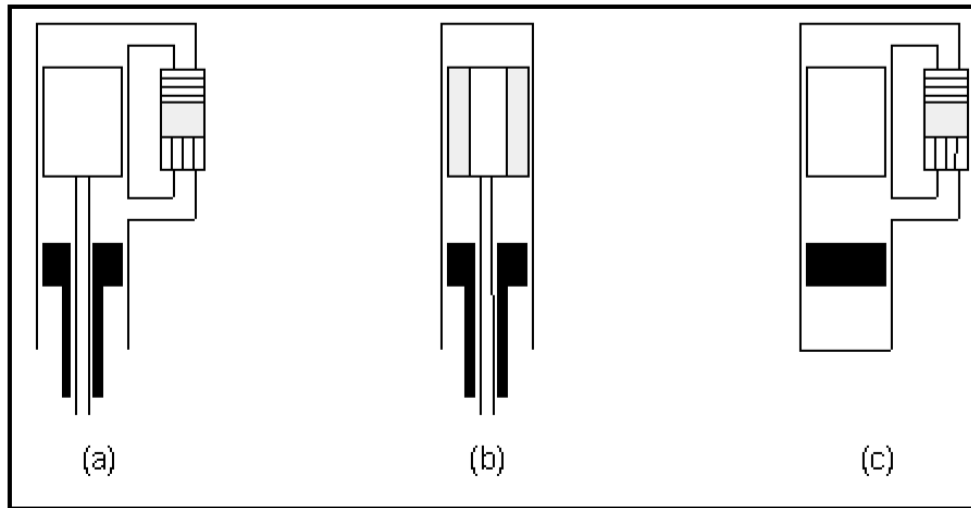


Figura 25. Motores Stirling de simple acción, con pistón y desplazador en cilindro único (a) Con regenerador externo (Rankine-Napier) (b) con desplazador regenerativo (Stirling) (c) De pistones libres (Beale) Fuente: DE LA HERRÁN, J. "El motor Stirling reto a la tecnología"

4.3. Acoplamiento de émbolos y extracción de potencia

La disposición de los émbolos en una determinada configuración de motor determina el modo de extracción de la potencia generada por el motor.

Este tipo de motores admiten tanto la configuración de salida de potencia lineal como rotativa, aunque en determinadas configuraciones la primera es obligada.

En este sentido, es determinar el tipo de acoplamiento de los émbolos, distinguiéndose tres casos principales:

- a) Émbolo acoplado mecánicamente.
- b) Émbolo no acoplado mecánicamente.
- c) Émbolo de acoplamiento híbrido.

En el mundo de la ingeniería, está muy extendida la costumbre de asociar el término potencia mecánica con potencia del eje, ya que la mayoría de motores térmicos actuales transmiten su fuerza de manera rotativa. Los motores Stirling, admiten a menudo salidas de potencia lineales, y en algunas de sus configuraciones, la forma lineal resulta obligada.

- **Potencia rotativa:** es la forma más empleada y más bien estudiada. La mayoría de dispositivos receptores de potencia disponen de entrada rotativa, aunque después algunos hayan de reconvertirla en lineal.
- **Potencia alternativa (lineal):** a pesar de ser una forma poco utilizada, presenta bastantes ventajas respecto a la rotativa; los pistones y otros elementos de transmisión no sufren fuerzas laterales, sino sólo axiales, hecho que minimiza el problema de la lubricación. Las aplicaciones son muchas: desde el accionamiento de generadores eléctricos lineales y bombas o compresores de pistones, hasta la impulsión de otras máquinas Stirling actuando como bombas de calor.

La transmisión de potencia rotativa requiere un sistema que transforme el movimiento lineal del pistón en rotativo. Este sistema mecánico se puede aprovechar para dar a los dos émbolos del motor un movimiento aproximadamente senoidal y con un desfase fijo. La transmisión lineal de potencia, en cambio, no tiene manera de mantener una ley de movimientos relativos fija entre los émbolos.

Uno de los acoplamientos de los émbolos con el sistema de salida de potencia es:

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, y en consecuencia este tipo de motores son siempre de potencia rotativa. La rotación puede transmitirse al exterior mediante un árbol que sobresale de la carcasa.

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

- Para émbolos coaxiales. Ver fig.26
- Para émbolo único. Ver fig. 27

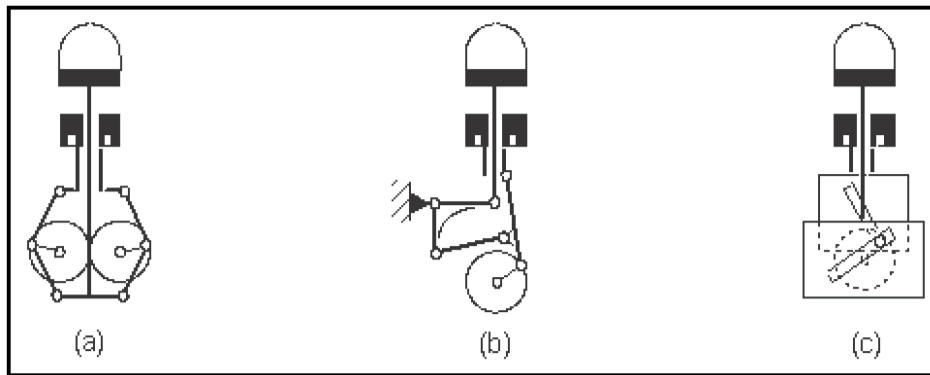


Figura 26. Acoplamiento mecánicos para motores Stirling de dos émbolos coaxiales. a) Acoplamiento rómbico(Mejer), b) de Manivela y balancín (Clarke), c) De manivela y cursor

Fuente: DE LA HERRÁN,J. "El motor Stirling reto a la tecnología"

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 y por sus propias inercias. Como no están unidos mecánicamente, no tienen una ley de movimiento preestablecida.

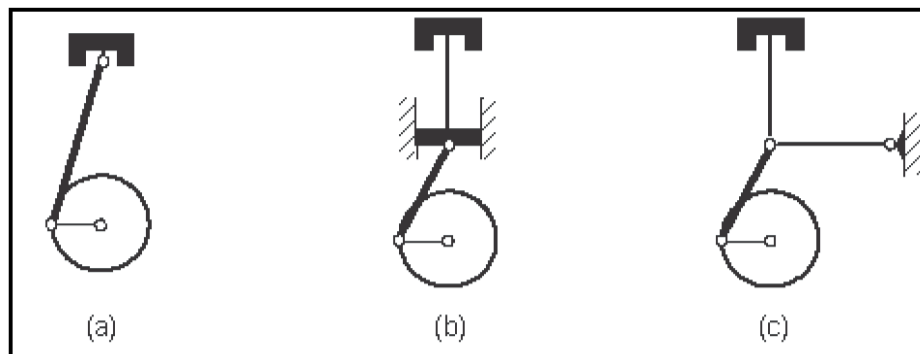


Figura 27. Acoplamiento mecánicos para motores Stirling de émbolo único. a) Biela y cigüeñal, b) Cigüeñal y biela con guiaje lineal, c) Cigüeñal y biela con guiaje por balancín. Fuente: DE LA HERRÁN,J. "El motor Stirling reto a la tecnología"

4.4. Elementos de estanqueidad y lubricación.

Los émbolos de un motor Stirling deben de proporcionar una buena estanqueidad, ya que de lo contrario el rendimiento se ve muy reducido.

La mejor manera de evitar fugas al exterior consiste en cerrar herméticamente el cárter que aloja el sistema de extracción de potencia (cigüeñal u otros) para que este se mantenga a una presión igual a la media del ciclo, logrando de esta manera que los obturadores del pistón sean más sencillos.

La lubricación de los elementos móviles del motor es la condición para que éste tenga un vida útil prolongada. En prototipos, la lubricación seca con teflón o el uso de obturadores impregnados de aceite ya son suficientes, pero en dispositivos comerciales, la lubricación con aceite es obligada

4.5. Sistema de Refrigeración o refrigerador.

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 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 se debe evacuar casi el 50% de la energía que el motor recibe, y que lo debe hacer a la menor temperatura posible. Cuanto más baja sea su temperatura, mejor rendimiento térmico se obtendrá, y menos se deteriorarán las juntas y gomas del motor.

Los procesos de transferencia de calor del refrigerador son:

- La convección del fluido de trabajo con la pared metálica.
- La conducción por el interior del metal y
- La convección hacia el medio exterior .

La refrigeración se la puede realizar mediante agua o aire. (ver tabla 6)

4.5.1. 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.

4.5.2. Refrigeración por aire.

En la mayoría de los casos la refrigeración por agua continua 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 se puede hacer de dos maneras:

- Convección directa con el aire mediante aletas metálicas: la convección puede ser natural o forzada. Es una transmisión poco eficiente y solo 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.

4.6. Fluidos de trabajo

Todos los motores Stirling realizados en el siglo XIX funcionaban con aire a presión atmosférica como fluido de trabajo, de donde les viene el nombre de máquinas de aire caliente. Eran máquinas grandes, lentas y de bajo rendimiento, pero seguras respecto al vapor.

Ya entrado el siglo XX, la casa Philips comienza a utilizar aire presurizado para obtener más potencia e incorporan nuevos gases como el hidrogeno y helio para los motores, después de comprobar su éxito en los refrigeradores. (ver tabla 10)

4.7. Características de funcionamiento

Una primera aproximación del valor de la potencia que puede desarrollar un motor Stirling viene dada por la fórmula de Beale.

$$P = B \cdot P_m \cdot f \cdot V$$

[19]

Donde:

P: Potencia del Motor (W)

B: Número de Beale (ver tabla 7)

P_m = Presión media del ciclo (bar)

F: Frecuencia de funcionamiento(Hz)

V: Volumen barrido por el pistón de potencia(cm^3)

Esta relación es útil para cálculos preliminares y estudios de viabilidad.

El rendimiento de los motores Stirling se encuentra entre los dos valores siguientes:

$$\eta_{\text{stirling}} = (0.4 \div 0.5). \eta_{\text{CARNOT}} = (0.4 \div 0.5).(1 - T_{\text{min}} / T_{\text{max}})$$

Esto nos quiere decir, que una máquina stirling bien diseñada y ajustada, que trabaje entre $T_{\text{max}} = 600^\circ \text{C}$ (límite metalúrgico habitual) y $T_{\text{min}} = 20^\circ \text{C}$ (temperatura del agua corriente), obtendría hasta un 33% de rendimiento. De todas maneras, los primeros prototipos de cualquier modelo, todavía no optimizados, suelen proporcionar rendimientos alrededor de la mitad de este valor.

La utilidad de un motor térmico es convertir energía calorífica en trabajo mecánico. Por eso, conocer sus prestaciones significa saber cuánta energía consume y cuánto trabajo genera por unidad de tiempo, o lo que es lo mismo: conocer la potencia mecánica (P) y el rendimiento (η).

La potencia y el rendimiento del motor Stirling están en función de las condiciones de trabajo que se les imponen.

Las variables de funcionamiento son:

- a) Velocidad.- es entendida como la frecuencia de repetición del ciclo: el incremento de la velocidad tendría que provocar incrementos proporcionales en la potencia: esto es cierto a bajas revoluciones, pero, a alta velocidad, las pérdidas aumentan y la potencia comienza a caer. El rendimiento por su lado no tendría que verse afectado por la velocidad.
- b) Presión media (P_{med}) o presión máxima (P_{max}).- el efecto de la presión del fluido de trabajo sobre la potencia y el rendimiento es casi el mismo que el de la velocidad. Idealmente la potencia tendría que ser proporcional a la presión y el rendimiento es independiente.

- c) Temperatura del calentador.- es evidente que cuanto más alta sea la temperatura más intercambio térmico habrá y por lo tanto se generará más potencia. También está claro que el aumento de temperatura eleva el rendimiento ideal de Carnot y en consecuencia el η real de motores crece.
- d) Temperatura del refrigerador.- un incremento de la temperatura del refrigerador provoca una disminución tanto de la potencia como del rendimiento.

4.8. Variables de diseño.

- a) Cilindrada: En los motores Stirling se puede llamar cilindrada a la diferencia entre los volúmenes máximo y mínimo a que se somete el fluido de trabajo en cada ciclo. La relación de la cilindrada con la potencia desarrollada es lineal (pero no proporcional). El rendimiento no se tendría que ver afectado por este parámetro, pero las experiencias anteriores demuestran que los pequeños motores no dan tan buenos resultados como sus homólogos más grandes.
- b) Relación de volúmenes barridos (k): Es la relación entre el volumen barrido por el émbolo de compresión y el barrido por el de expansión. La potencia presenta un máximo para valores de k entre 0.8 y 1, en función de otros parámetros.
- c) Relación carrera / diámetro (s/D): suele encontrarse alrededor de 0.5 tanto para la cámara de expansión como para la de compresión. Se trata de una constitución supercuadrada que favorece el intercambio térmico y reduce las dimensiones de un posible cigüeñal y del motor en general, a pesar de que dificulta el diseño.
- d) Relación de volúmenes muertos(X): es la relación entre el volumen muerto (no barrido) y el volumen de la cámara de expansión. El aumento del espacio interior del regenerador y los intercambiadores auxiliares (aumento de X) afecta negativamente a la potencia. Hace falta diseñar con un factor X tan bajo como sea posible.
- e) Ángulo de desfase (α): el movimiento de los dos émbolos de un motor Stirling suele ser senoidal, con la misma frecuencia pero con un cierto desfase α . La potencia presenta un máximo para valores de α entre 60° y 120° , según el motor.

La mayor parte de los motores térmicos transmiten la potencia mecánica a través de un eje rotativo. Por esto el valor del par de salida tiene un gran interés.

Al comparar motores alternativos de combustión interna con motores Stirling de idéntica potencia, se observa que el par desarrollado por estos últimos es bastante

superior. Esto es debido a que la velocidad no suele superar las 2500 rpm en los Stirling, mientras que los otros pueden llegar fácilmente a las 5000 rpm.

A pesar de generar pares superiores, los motores Stirling no requieren una mecánica tan robusta como los motores alternativos de combustión interna ya que su par es muy constante dentro de cada ciclo (con 4 cilindros: 5% de variación del par medio en un Stirling, mientras que en uno de gasolina es del 200%). Esta ausencia de brusquedades en los esfuerzos mecánicos evita la fatiga de los materiales y lo hace al motor silencioso, del mismo modo que hace prácticamente innecesaria la presencia del volante de inercia.

4.9. Expresiones para el cálculo del ciclo Stirling.

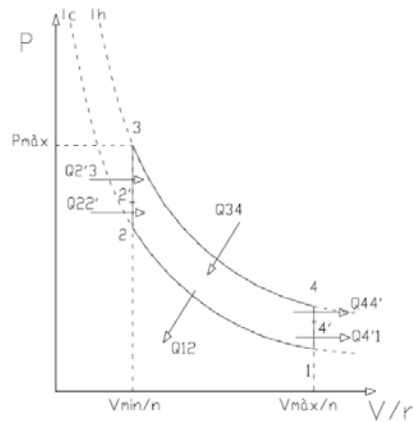


Figura 28. Demostración del ciclo Stirling. Fuente: GARCIA, L. "D la máquina de vapor al cero Absoluto.

Las variables con las que se define el ciclo son las siguientes: (ver tabla 8)

- Relación de compresión.
- Presión máxima del ciclo
- Características del gas (C_p, C_v)
- Cilindrada
- Temperatura máxima
- Temperatura mínima
- Regeneración

Con la cilindrada y la relación de compresión queda definido el volumen máximo y mínimo

$$V_{min} = \frac{\text{Cilindrada}}{\text{Relación de compresión} - 1} \quad [20]$$

$$V_{max} = V_{min} + \text{cilindrada} \quad [21]$$

Imponiendo la presión máxima, fijando el volumen mínimo, se determina el número de moles (ver tabla 4)

$$n = \frac{P_{max} \cdot V_{min}}{R \cdot T_{máx}} \quad [22]$$

Con estos valores se pueden obtener los calores transferidos en cada transformación.

Compresión isoterma (1-2)

$$Q_{12} = P_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \quad [23]$$

Aportación de calor a volumen constante (2-2')

$$Q_{22'} = n \cdot C_v \cdot (T_{2'} - T_2) \quad [24]$$

Aportación de calor a volumen constante (2'-3)

$$Q_{2'3} = n \cdot C_v \cdot (T_3 - T_{2'}) \quad [25]$$

Expansión Isoterma (3-4)

$$Q_{34} = P_3 \cdot V_3 \cdot \ln \frac{V_4}{V_3} \quad [26]$$

Extracción de calor a volumen constante (4-4')

$$Q_{44'} = n \cdot C_v \cdot (T_4 - T_{4'}) \quad [27]$$

Extracción de calor a volumen constante (4'-1)

$$Q_{4'1} = n \cdot C_v \cdot (T_{4'} - T_1) \quad [28]$$

4.10. Análisis Estructural y cinemático.

4.10.1. Bielas.

Las bielas son elementos estructurales que trabajan como columnas, aun cuando existen esfuerzos que hacen trabajar a la biela como viga, estos esfuerzos son despreciables en comparación a los esfuerzos a lo largo de la biela, por lo que para el análisis solo se resuelve la biela como una columna. Dado que las dimensiones de la biela presentan una longitud significativamente superior al espesor de la misma, el análisis se hace como el de una columna larga.(ver fig. 29)

Tenemos que para cualquier columna larga la carga crítica es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E \cdot I}{L^2} \quad [29]$$

Donde:

E= esfuerzo máximo del material o módulo elástico.

I= momento de inercia para una sección transversal. $=79a^4$

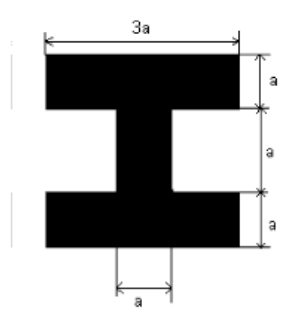


Figura 29. Dimensiones del perfil de la biela. Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Piston_motion_equations

Sustituyendo este valor en la ecuación de la carga crítica y despejando a obtenemos:

$$a = \sqrt[4]{\frac{P_{cr} \cdot L^2}{79\pi^2 E}} \quad [30]$$

Este valor hay que multiplicarlo por un factor de seguridad.

4.10.2. Cilindros

Tenemos que para un cilindro bajo presión el espesor de la pared esta dado por:

$$h = \frac{P_{int}D}{2\tau} \quad [31]$$

Donde;

P_{int} =Presión dentro del cilindro

D= Diámetro.

h= Espesor de la pared del cilindro.

τ =Esfuerzo al corte.

Para satisfacer los requerimientos termodinámicos del motor Stirling, el cilindro debe tener un espesor mayor de 2mm.

4.10.3. Pistones

En cuanto al cálculo estructural de los pistones podemos decir que el pistón de desplazamiento o desplazador no requiere resistir ningún esfuerzo estructural, por lo que no requiere de un cálculo estructural específico.

Por otro lado el pistón de potencia resiste la presión dentro del cilindro, comportándose como una placa bajo presión, Nuevamente la presión máxima dentro del cilindro para este tipo de motores es pequeña , para una carga distribuida de esta magnitud, el espesor requerido es mínimo, claramente superado por el espesor requerido para garantizar la transferencia de calor.

4.10.4. Cigüeñal

Para el cálculo del eje de transmisión sabemos que se encuentra trabajando a torsión, por lo que el esfuerzo será:

$$\tau = \frac{T\rho}{I} \quad [32]$$

Donde:

T= torsión

I= momento de Inercia de la sección transversal

p= ($\pi/2$)

Se debe conocer el esfuerzo máximo del material a utilizar y conocer el torque aplicado.

$$\tau = \frac{T}{A} \quad [33]$$

$$T = F * d \quad [34]$$

Luego se da un factor de seguridad para conocer el diámetro del eje de transmisión, para ello calculamos el momento de inercia de una sección circular, esto es:

$$I = \frac{\pi \phi^4}{32} \quad [35]$$

Sustituyendo en la ecuación de esfuerzo y despejando para ϕ :

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{2T}{\pi\tau}} \quad [36]$$

4.10.5. Sistema mecánico Biela-Manivela.

El sistema utilizado para el movimiento del pistón y desplazador es el clásico biela-manivela. Los mecanismos de ambos sistemas están conectados a un mismo eje (cigüeñal). la manivela del desplazador, sin embargo, está conectada al eje en un ángulo α con respecto a la manivela del pistón. El desplazador adelanta al pistón en su movimiento, según el sentido de giro del eje.

Las ecuaciones que gobiernan este movimiento se pueden deducir con ayuda del esquema de la figura 30.

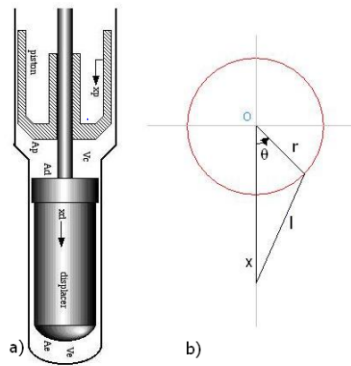


Figura 30. Movimiento biela-Manivela. Fuente:[http://en.wikipedia.org/wiki/Piston motion equations](http://en.wikipedia.org/wiki/Piston_motion_equations)

El movimiento del pistón, considerando el eje x positivo hacia abajo, y que el ángulo θ se incrementa en sentido anti horario.

Utilizando el teorema del coseno, se tienen que:

$$l^2 = r^2 + x^2 - 2rx\cos(\theta) \quad [37]$$

Luego,

$$l^2 - r^2 = x^2 - 2rx\cos(\theta) + r^2[(\cos(\theta))^2 + (\sin(\theta))^2 - 1] \quad [38]$$

Desarrollando, se tiene finalmente que

$$x = r\cos(\theta) + \sqrt{l^2 + r^2(\sin(\theta))^2} \quad [39]$$

A continuación se presentan las expresiones para los volúmenes de expansión, V_e y compresión, V_c según son representados en la figura 30, el volumen V_e es el que está debajo del desplazador; mientras que el volumen V_c esta encerrado entre el pistón y el desplazador. Se puede apreciar que el volumen de expansión solo depende de la posición del desplazador. No sucede lo mismo con el espacio de compresión, el cual depende tanto de la posición del desplazador como la del pistón.

$$V_e = (l_d + r_d - x_{dmedio}) * A_d + vcl_e \quad [40]$$

$$V_c = (x_{dmedio} - r_d - l_d) * A_d + (r_p - l_p - x_{pmedio}) * A_p + vcl_{cp} + vcl_{ca} \quad [41]$$

Donde

l_p, l_d representan los largos de las bielas del pistón y desplazador respectivamente.

r_p, r_d , representan los largos de las manivelas del pistón y desplazador respectivamente.

A_p, A_d corresponden al área frontal del pistón y desplazador, respectivamente. Se considera que el desplazador es de sección constante, por lo tanto el área frontal es igual arriba y abajo (el diámetro del vástago es despreciable).

v_{cl_e} representa el volumen muerto en el espacio de expansión representado en la figura 31 por el área azul.

$v_{cl_{cp}}, v_{cl_{cd}}$ corresponden a los volúmenes muertos en el espacio de compresión. Se ha diferenciado si estos volúmenes están en el cilindro del pistón, o en el del desplazador.

Aplicando la expresión encontrada para la posición x de un pistón al caso estudiado, se tiene para el pistón y el desplazador.

$$x_p = r_p \cos(\theta_p) + \sqrt{l_p^2 - r_p^2 (\sin \theta_p)^2} \quad [42]$$

$$x_d = r_d \cos(\theta_d) + \sqrt{l_d^2 - r_d^2 (\sin \theta_d)^2} \quad [43]$$

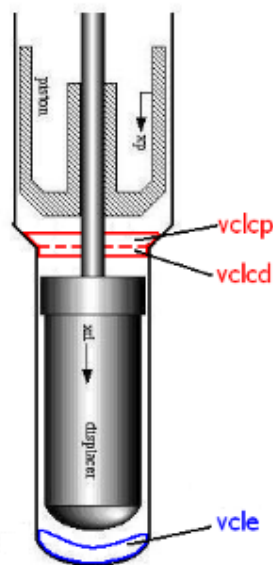


Figura 31. Esquema representativo de los volúmenes muertos.

Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Piston_motion_equations

Nótese que se han utilizado variables angulares θ_i independientes para cada caso. Si se deja todo en función de θ_d , imponiendo que el desplazador adelanta al pistón en un ángulo α , es decir $\theta_p = \theta_d + \alpha$, las expresiones para los volúmenes de expansión y de compresión, quedan como sigue:

$$V_e = (l_d + r_d - r_d \cos(\theta_d) - \sqrt{l_d^2 - r_d^2 \sin^2(\theta_d)}) A_d + vcl_e \quad [44]$$

$$V_c = \left(r_d \cos(\theta) + \sqrt{l_d^2 - r_d^2 \sin^2(\theta)} \right) + r_d - l_d * A_d$$

$$+ \left(l_p + r_p - r_p * \cos(-\theta + \alpha) - \sqrt{l_p^2 - r_p^2 \sin^2(\theta_p)} \right) * A_p + vcl_{cp}$$

$$+ vcl_{cd} \quad [45]$$

Estas expresiones describen las magnitudes de los volúmenes para todo $s\theta_d$, siendo este, el ángulo de giro del motor.

4.11. Análisis de transferencia de calor en superficies extendidas.

La frase superficie extendida se usa normalmente con referencia a un sólido que experimenta transferencia de energía por conducción dentro de sus límites, así como transferencia de energía por convección entre sus límites y alrededores. (INCROPERA)

Estas superficies extendidas se utilizan para aumentar la rapidez de transferencia de calor entre un sólido y un fluido contiguo. Ver fig 32.

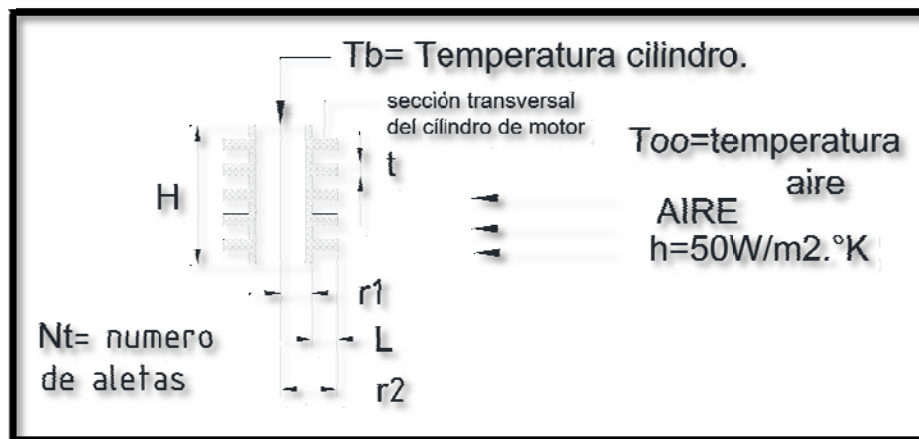


Figura 32. Transferencia de calor en superficies extendidas.

Para determinar la transferencia de calor total en aletas de sección rectangular se aplica la fórmula 46.

$$qt = hA_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - n_f) \right] \theta_b \quad [46]$$

Donde:

qt= transferencia de calor tota (W)

h = coeficiente de convección ($\frac{W}{m^2 K}$)

At =área total de transferencia (m²)

N = número de aletas.

Af = área de una aleta (m²)

nf = rendimiento de aleta %

Para determinar el área de una aleta aplicamos la fórmula 47.

$$A_f = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2) \quad [47]$$

Donde:

A_f = área de una aleta(m²)

r_{2c} =radio circular con relación al espesor.(m)

r_1 = radio exterior del cilindro.

Para determinar el radio circular aplicamos la fórmula 48.

$$r_{2c} = \left(r_2 + \frac{t}{2} \right) \quad [48]$$

Donde:

r_2 = radio exterior de aleta. (m)

t = espesor de aleta (m)

Para determinar el área total de transferencia aplicamos la fórmula 49.

$$A_t = NA_f + 2\pi r_1(H - Nt) \quad [49]$$

Donde:

N= número de aletas.

A_f = área de una aleta.(m²)

H = longitud del cilindro.(m)

t = espesor aleta. (m)

Para determinar el rendimiento de las aletas se debe determinar el valor del siguiente parámetro; ver fig. 33

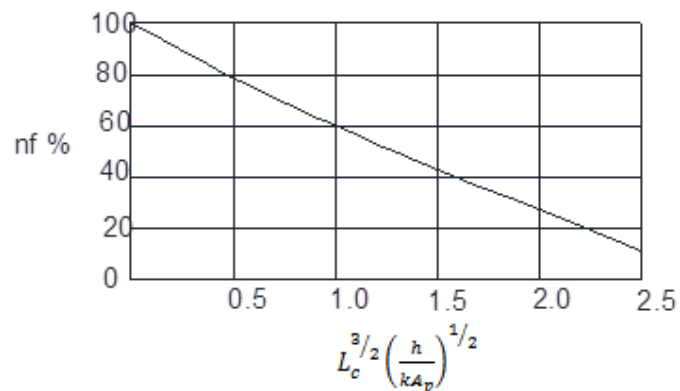


Figura 33. Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular. Fuente: INCROPERA.

$$L_c^{3/2} \left(\frac{h}{kA_p}\right)^{1/2} \quad [50]$$

Donde:

L_c = longitud con respecto al espesor.

h = coeficiente de convección ($\frac{W}{m^2 K}$)

k = coeficiente de conducción ($\frac{W}{m K}$)

A_p = área puntual.

Para determinar L_c aplicamos la fórmula 51.

$$L_c = \left(L + \frac{t}{2} \right) \quad [51]$$

Donde:

L = longitud del cilindro del cilindro. (m)

t = espesor de aleta. (m)

Para determinar A_p aplicamos la fórmula 52.

$$A_p = L_c t \quad [52]$$

Sin aletas, la transferencia de calor por convección sería.

$$q_{wo} = h(2\pi r_1 H)\theta_b \quad [53]$$

Donde:

θ_b = diferencia de temperatura entre el cilindro y el exterior. ($^{\circ}\text{K}$)

Para determinar θ_b se utiliza la fórmula 54.

$$\theta_b = T_b - T_{\infty} \quad [54]$$

Donde:

T_b = temperatura del cilindro ($^{\circ}\text{K}$)

T_{∞} = temperatura del aire ($^{\circ}\text{K}$)

Finalmente para determinar el diferencial de transferencia de calor utilizamos la fórmula 55.

$$\Delta q = q_t - q_{wo} \quad [55]$$

5. BIOMASA

5.1 Introducción

El término biomasa se refiere a toda la materia orgánica que proviene de árboles, plantas y desechos de animales que pueden ser convertidos en energía; o las provenientes de la agricultura (residuos de maíz, café, arroz, bagazo de caña), del aserradero (podas, ramas, aserrín, cortezas) y de los residuos urbanos (aguas negras, basura orgánica y otros). Esta es la fuente de energía renovable más antigua conocida por el ser humano, pues ha sido usada desde que nuestros ancestros descubrieron el secreto del fuego.

Desde la prehistoria, la forma más común de utilizar la energía de la biomasa ha sido por medio de la combustión directa: quemándola en hogueras a cielo abierto, en hornos y cocinas artesanales e, incluso, en calderas; convirtiéndola en calor para suplir las necesidades de calefacción, cocción de alimentos, producción de vapor y generación de electricidad.

Los avances tecnológicos han permitido el desarrollo de procesos más eficientes y limpios para la conversión de biomasa en energía; transformándola, por ejemplo, en combustibles líquidos o gaseosos, los cuáles son más convenientes y eficientes. Así aparte de la combustión directa, se pueden distinguir otros dos tipos de procesos: el termo-químico y el bio-químico.

Las fuentes más importantes de biomasa son los campos forestales y agrícolas pues en ellos se producen residuos (rastros) que normalmente son dejados en el campo al consumirse sólo un bajo porcentaje de ellos con fines energéticos. En la agroindustria, los procesos de secado de granos generan subproductos que son usados para generación de calor en sistemas de combustión directa; tal es el caso del bagazo de caña de azúcar, la cascarilla de café y la de arroz. Por otro lado, los centros urbanos generan grandes cantidades de basura compuestas en gran parte, por materia orgánica que puede ser convertida en energía, después de procesarla adecuadamente.

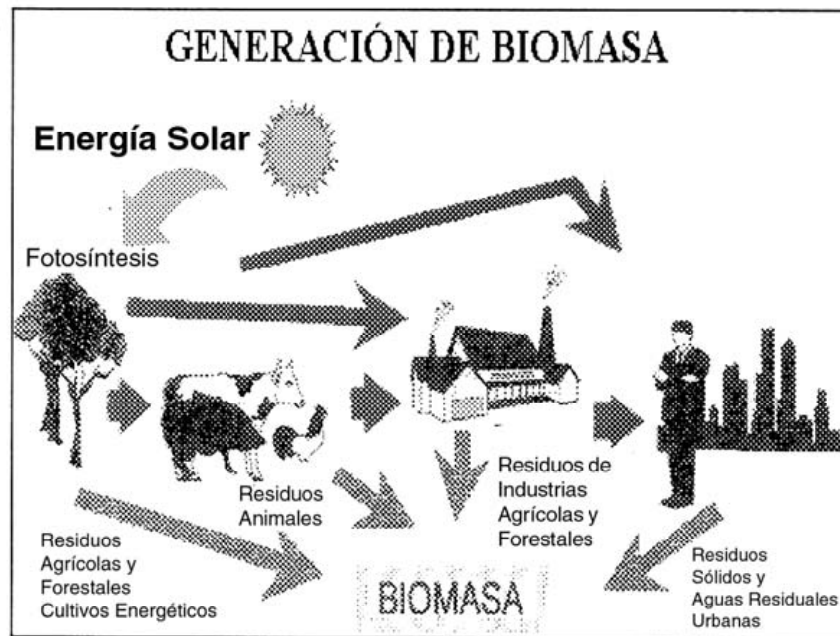


Figura 34. Origen de la biomasa Fuente:HARE,P.A. "Bagasse combustión"

5.2. Características del bagazo de caña como combustible

El bagazo es un material fibroso, heterogéneo en cuanto a su composición granulométrica y estructural, que presenta relativamente baja densidad y un alto contenido de humedad, en las condiciones en que se obtiene del proceso de molienda la caña.

El contenido en cenizas del bagazo natural puede considerarse moderado, ubicándose entre 2 y 5 % (b.s.). Sin embargo, como consecuencia directa de la mecanización de la cosecha, y sobre todo en época de lluvia, este parámetro puede elevarse considerablemente, llegándose a reportar valores extremos de 12 a 15 %.(HAREL, 1992.) (ver tabla 5)

5.3. Características energéticas y ambientales del uso de la biomasa cañera

En particular, la caña de azúcar exhibe índices más ventajosos que otros cultivos en cuanto al almacenamiento de energía proveniente de la radiación solar, como se aprecia en los aspectos siguientes: (DE LORENZI, 1958) (ver tabla 9)

- Es capaz de almacenar 1,7 % de la energía existente en la radiación incidente en cultivos con irrigación y en condiciones experimentales, y 1,1 % en campos bien atendidos con riego.
- Tiene un rendimiento potencial genético que se encuentra entre 200 y 300 t/ha, con un máximo teórico de 233 kg, que compara ventajosamente con otros cultivos.
- Para un valor calórico de 17 476 MJ/kg de materia seca (MS), con un contenido de materia seca de 30 % y un rendimiento de 100 toneladas de caña integral por hectárea, la producción energética de la caña es veinte veces mayor que la energía que se utiliza para producirla, cosecharla y trasladarla al ingenio.
- Como promedio pueden emplearse las siguientes relaciones de sustitución: 5,2 toneladas de bagazo, 50 % de humedad por tonelada de petróleo (39,7 MJ/kg). Una tonelada de bagazo equivale a 231 m³ de gas natural.
- Cuatro toneladas de paja equivalen a una tonelada de petróleo (calor de combustión de la paja 30 % de humedad: 11,7 MJ/kg).
- El valor calórico del bagazo (50% humedad) es de 7,64 MJ/kg, semejante al de la madera: 7,9 MJ/kg.

5.3.1 Ventajas de la biomasa(Network, 2002)

- La biomasa es una fuente renovable de energía y su uso no contribuye a acelerar el calentamiento global; de hecho, permite reducir los niveles de dióxido de carbono y los residuos de los procesos de conversión, aumentando los contenidos de carbono de la biosfera.
- La captura del metano de los desechos agrícolas y los rellenos sanitarios, y la sustitución de derivados del petróleo, ayudan a mitigar el efecto invernadero y la contaminación de los acuíferos.
- Los combustibles biomásicos contienen niveles insignificantes de sulfuro y no contribuyen a las emanaciones que provocan “lluvia ácida”.
- La combustión de biomasa produce menos ceniza que la de carbón mineral y puede usarse como insumo orgánico en los suelos.
- La conversión de los residuos forestales, agrícolas y urbanos para la generación de energía reduce significativamente los problemas que trae el manejo de estos desechos.
- La biomasa es un recurso local que no está sujeto a las fluctuaciones de precios de la energía, provocadas por las variaciones en el mercado internacional de las

importaciones de combustibles. En países en desarrollo, su uso reduciría la presión económica que impone la importación de los derivados del petróleo.

- El uso de los recursos de biomasa puede incentivar las economías rurales, creando más opciones de trabajo y reduciendo las presiones económicas sobre la producción agropecuaria y forestal.
- Las plantaciones energéticas pueden reducir la contaminación del agua y la erosión de los suelos; así como a favorecer el mantenimiento de la biodiversidad.

5.3.2. Desventajas de la biomasa(Network, 2002)

- Por su naturaleza, la biomasa tiene una baja densidad relativa de energía; es decir, se requiere su disponibilidad en grandes volúmenes para producir potencia, en comparación con los combustibles fósiles, por lo que el transporte y manejo se encarecen y se reduce la producción neta de energía. La clave para este problema es ubicar el proceso de conversión cerca de las fuentes de producción de biomasa, como aserraderos, ingeniosazucareros y granjas, donde los desechos de aserrío, el bagazo de caña y las excretas de animales están presentes.
- Su combustión incompleta produce materia orgánica, monóxido de carbono (CO) y otros gases. Si se usa combustión a altas temperaturas, también se producen óxidos de nitrógeno. A escala doméstica, el impacto de estas emanaciones sobre la salud familiar es importante.
- La producción y el procesamiento de la biomasa pueden requerir importantes insumos, como combustible para vehículos y fertilizantes, lo que da como resultado un balance energético reducido en el proceso de conversión. Es necesario minimizar el uso de estos insumos y maximizar los procesos de recuperación de energía.
- Aún no existe una plataforma económica y política generalizada para facilitar el desarrollo de las tecnologías de biomasa, en cuanto a impuestos, subsidios y políticas que cubren, por lo general, el uso de hidrocarburos. Los precios de la energía no compensan los beneficios ambientales de la biomasa o de otros recursos energéticos renovables.
- El potencial calórico de la biomasa es muy dependiente de las variaciones en el contenido de humedad, clima y la densidad de la materia prima.

6. DISEÑO Y CÁLCULOS DEL MOTOR.

6.1. Parámetros de diseño

- Primeramente se debe establecer algunas condiciones de operación del motor como son: (ver tabla 5)

Potencia deseada.	100 w
Fluido de trabajo.	Aire.
Sistema de refrigeración.	Aire
Fuente de calor.	Biomasa del bagazo de la caña de azúcar
Variables de funcionamiento.	<ul style="list-style-type: none"> • Rpm • Presión • Temperaturas
Variables de diseño.	<ul style="list-style-type: none"> • Cilindrada • Carrera/diámetro • Volúmenes dentro del cilindro • Volúmenes muertos (se debe procurar que sean lo mas bajo posible) • Angulo de desfase (entre 60° y 120°)

Tabla. 1. Condiciones de operación del motor en forma general.

- Para determinar la temperatura a la cual va a trabajar el motor hay que tener en cuenta la resistencia de los materiales con los cuales se va a construir la zona caliente así como el combustible que se va a utilizar para calentarlo en este caso el bagazo de caña de azúcar, lo cual da lugar a diseñar para una temperatura entre los $(300 \text{ y } 500)^{\circ}\text{C}$ sin dañar el material.
- El motor inicialmente tendrá una presión de carga igual a la presión atmosférica.
- La velocidad del motor dependerá en gran parte de la capacidad que se tenga para calentarlo. Según la información disponible 1000 rpm es una velocidad aceptable.
- Teniendo en cuenta el análisis anterior se pudieron establecer las siguientes condiciones de operación.

La potencia en el eje deberá ser :	100 w
La temperatura en la zona caliente sería de:	280 ⁰ C
La temperatura en la zona fría sería de:	25 ⁰ C
Se asumió que el motor tendrá una velocidad de:	1000 rpm
El motor trabajará con aire a una presión de:	1atm= 760 mm de Hg

Tabla.2. Condiciones de operación del motor en forma específica.

- Para definir la geometría básica del motor se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:
- El mecanismo que se debe utilizar debe mover al desplazador de tal forma que el fluido de trabajo pase de la zona fría a la caliente (y al revés), también debe transmitir el esfuerzo del pistón al exterior y debe sincronizar el movimiento de pistón y desplazador.
- Se debe definir excentricidad de bielas para permitir movimiento correcto del desplazador y pistón.
- Definir distancia entre ejes y cara superior del motor, de forma de que no exista interferencia entre componentes.
- Evitar que el desplazador toque cara superior o inferior del motor.
- Reducir volúmenes muertos todo lo posible.
- Mantener el roce al mínimo posible.

6.2. Cálculos.

- Para empezar con los cálculos, se debe conocer la presión máxima con la que trabajará el motor, la cual es el resultado de los volúmenes dentro del motor. Es decir que el motor tendría que estar ya diseñado para poder determinar esta variable.
- En vista de las propiedades que nos presenta el cabezote de un compresor, lo utilizamos para partir con la fabricación del motor.
- Calculamos el área tanto para el pistón y el desplazador.

$$A_p = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4}$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot (5.1cm)^2}{4}$$

$$A_p = 20.42 \text{ cm}^2$$

$$A_d = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4}$$

$$A_d = \frac{\pi \cdot (4.8 \text{ cm})^2}{4}$$

$$A_d = 18.09 \text{ cm}^2$$

6.2.1. Análisis Cinemático Biela-manivela del Desplazador

- Para encontrar las distancias que recorre el desplazador a $(0, 90 \text{ y } 180)^\circ$ en el eje x aplicamos la ecuación 42.

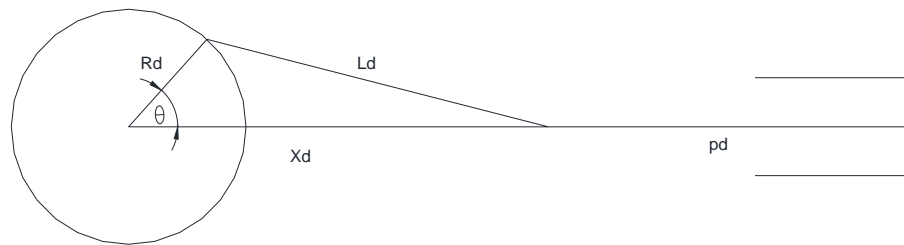


Figura 35. Esquema cinemático biela manivela del desplazador

Datos:

$X_d = ?$ (recorrido del desplazador en el eje x)

$R_d = 24 \text{ mm} = 2.4 \text{ cm}$

$L_d = 45 \text{ mm} = 4.5 \text{ cm}$

$P_d = 145 \text{ mm} = 14.5 \text{ cm}$ (longitud desde el punto de articulación del desplazador hasta la cara superior del mismo)

$\Theta_d = 0^\circ$

$$x_d = r_d \cos(\theta_d) + \sqrt{l_d^2 - r_d^2 (\sin \theta_d)^2}$$

$$x_d = 2.4 \text{ cm} \times \cos(0) + \sqrt{(4.5 \text{ cm})^2 - (2.4 \text{ cm})^2 (\sin 0)^2}$$

$$x_d = 6.9cm$$

$$x_d = (6.9cm + pd)$$

$$x_d = 6.9cm + 14.5cm$$

$$x_d = 21.4cm \text{ (recorrido máximo)}$$

$$\Theta_d = 90^\circ$$

$$x_d = r_d \cos(\theta_d) + \sqrt{l_d^2 - r_d^2 (\sin\theta_d)^2}$$

$$x_d = 2.4cm \times \cos(90) + \sqrt{(4.5cm)^2 - (2.4cm)^2 (\sin 90)^2}$$

$$x_d = 3.8cm$$

$$x_d = (3.8cm + pd)$$

$$x_d = 3.8cm + 14.5cm$$

$$x_d = 18.3cm \text{ (recorrido medio)}$$

$$\Theta_d = 180^\circ$$

$$x_d = r_d \cos(\theta_d) + \sqrt{l_d^2 - r_d^2 (\sin\theta_d)^2}$$

$$x_d = 2.4cm \times \cos(180) + \sqrt{(4.5cm)^2 - (2.4cm)^2 (\sin 180)^2}$$

$$x_d = 2.1cm$$

$$x_d = (2.1cm + pd)$$

$$x_d = 2.1cm + 14.5cm$$

$$x_d = 16.6cm \text{ (recorrido mínimo)}$$

6.2.2. Análisis Cinemático Biela-manivela del Pistón.

- Para encontrar la distancia que recorre el pistón a $(0, 90$ y $180)^\circ$ en el eje x aplicamos la ecuación 43.

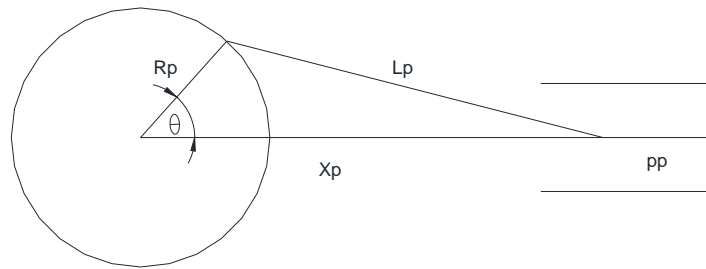


Figura 36. Esquema cinemático biela manivela del Pistón.

Datos:

X_p = desplazamiento del Pistón a lo largo del eje x

$$r_p = 18\text{mm} = 1.8\text{cm}$$

$$L_p = 80\text{mm} = 8.0\text{cm}$$

$P_p = 25\text{mm} = 2.5\text{cm}$ (distancia desde la articulación del pistón y la cara superior del mismo)

$$\Theta_p = 0^\circ$$

$$x_p = r_p \cos(\theta_p) + \sqrt{l_p^2 - r_p^2 (\sin\theta_p)^2}$$

$$x_p = 1.8\text{cm} \times \cos(0) + \sqrt{(8\text{cm})^2 - (1.8\text{cm})^2 (\sin 0)^2}$$

$$x_p = 9.8\text{ cm}$$

$$x_p = 9.8\text{ cm} + p_p$$

$$x_p = 9.8\text{ cm} + 2.5\text{cm}$$

$$x_p = 12.3\text{ cm} \text{ (recorrido máximo)}$$

$$\Theta_p = 90^\circ$$

$$x_p = r_p \cos(\theta_p) + \sqrt{l_p^2 - r_p^2 (\sin\theta_p)^2}$$

$$x_p = 1.8\text{cm} \times \cos(90) + \sqrt{(8\text{cm})^2 - (1.8\text{cm})^2 (\sin 90)^2}$$

$$x_p = 7.79 \text{ cm}$$

$$x_p = 7.79 \text{ cm} + pp$$

$$x_p = 7.79 \text{ cm} + 2.5 \text{ cm}$$

$$x_p = 10.29 \text{ cm} \text{ (recorrido medio)}$$

$$\Theta_p = 180^\circ$$

$$x_p = r_p \cos(\theta_p) + \sqrt{l_p^2 - r_p^2 (\sin \theta_p)^2}$$

$$x_p = 1.8 \text{ cm} \times \cos(180) + \sqrt{(8 \text{ cm})^2 - (1.8 \text{ cm})^2 (\sin 180)^2}$$

$$x_p = 6.2 \text{ cm}$$

$$x_p = 6.2 \text{ cm} + pp$$

$$x_p = 6.2 \text{ cm} + 2.5 \text{ cm}$$

$$x_p = 8.7 \text{ cm} \text{ (recorrido mínimo)}$$

6.2.3. Volumen muerto de expansión

L= espacio entre la cara interna del cilindro y el desplazador.

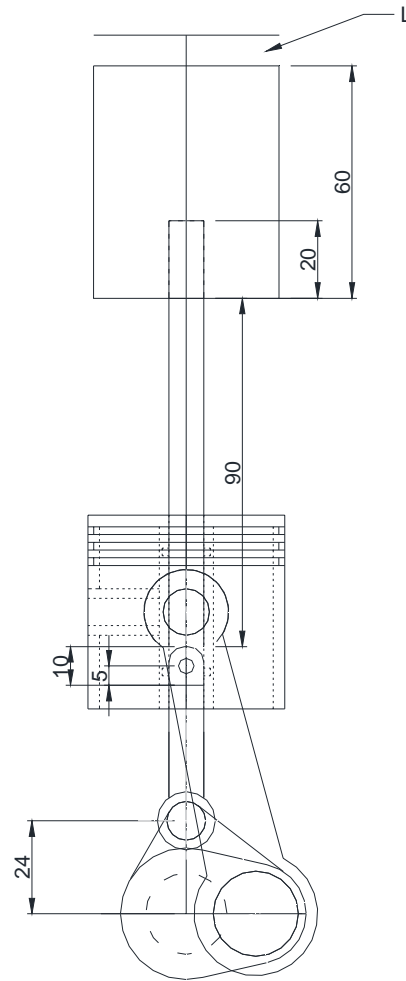


Figura 37. Volumen Muerto de expansión.

$$V_{cle} = A_d * L$$

$$V_{cle} = 18.09cm^2 * 0.8cm$$

$$V_{cle} = 14.47cm^3$$

6.2.4. Volumen muerto de compresión

L= espacio entre la cara superior del pistón y la cara inferior del desplazador.

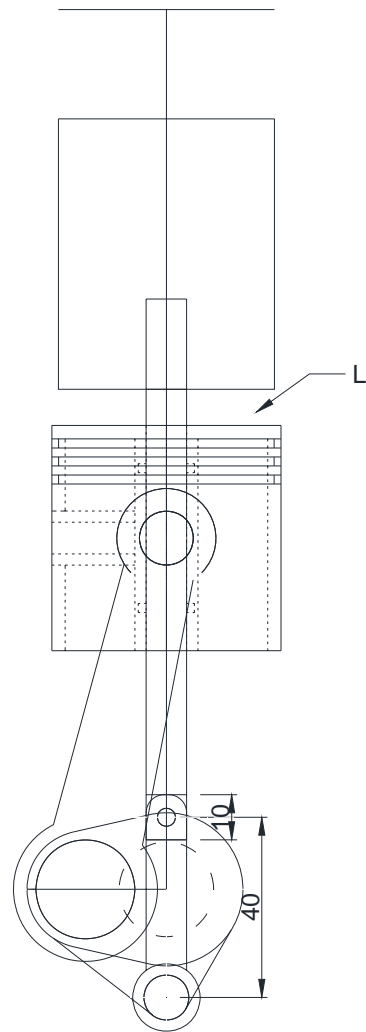


Figura 38. Volumen muerto de compresión.

$$V_{clc} = A_p * L$$

$$V_{clc} = 20.42\text{cm}^2 * 0.82\text{cm}$$

$$V_{clc} = 20.02\text{cm}^3 = V_{cl_{cp}} = V_{cl_{cd}}$$

6.2.5. Volumen de Expansión.

Para encontrar el volumen de expansión aplicamos la fórmula 40.

$$V_e = (l_d + r_d - x_{dmedio}) * A_d + v_{cl_e}$$

$$V_e = (4.5\text{cm} + 2.4\text{cm} - 18.3\text{cm}) * 18.09\text{cm}^2 + 14.47\text{cm}^3$$

$$V_e = -191.42\text{cm}^3 = 191.75\text{cm}^3$$

6.2.6. Volumen de compresión.

Para encontrar el volumen de expansión aplicamos la fórmula 41.

$$V_c = (x_{d\text{ medio}} - r_d - l_d) * A_d + (r_p - l_p - x_{p\text{ medio}}) * A_p + vcl_{cp} + vcl_{cd}$$

$$V_c = (18.3\text{cm} - 2.4\text{cm} - 4.5\text{cm}) * 18.09\text{cm}^2 + (1.8\text{cm} - 8\text{cm} - 10.29\text{cm}) * 20.42\text{cm}^2 + 20.02\text{cm}^3$$

$$V_c = -110.485\text{cm}^3 = 110.485\text{cm}^3$$

Finalmente tenemos los datos del pistón y desplazador. (Ver tabla 16)

6.3. Análisis Termodinámico del ciclo Stirling.

Para el análisis termodinámico como el volumen de aire se pasa del lado caliente al lado frío y viceversa tomamos el valor del volumen de expansión como máximo y el volumen muerto de expansión como el mínimo entonces tenemos:

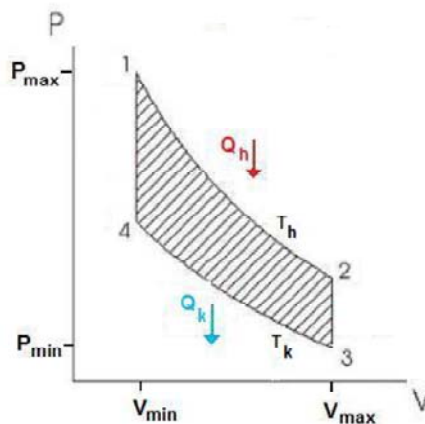


Figura 39.: Diagrama PV del ciclo Stirling ideal.

- Para 1-2 Isotérmico $T=\text{cte}$, en la figura 39

$$V_1 = 191.75\text{cm}^3 = 19.18 \times 10^{-5}\text{m}^3 = V_{\text{max}}$$

$$V_2 = 110.48\text{cm}^3 = 11.05 \times 10^{-5}\text{m}^3 = V_{\text{min}}$$

$$P_1 = 1 \text{ atm} = 101325 \text{ N/m}^2$$

$$T_1 = 25^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 25^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}$$

$$P_2 = ?$$

Aplicamos la ecuación 16 para encontrar la presión 2.

$$P_1 * V_1 = P_2 * V_2$$

$$P_2 = \frac{P_1 * V_1}{V_2}$$

$$P_2 = \frac{101325 \text{ N/m}^2 * 19.18 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{11.05 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$P_2 = 175874.52 \text{ N/m}^2$$

Para el cálculo del calor cedido aplicamos la ecuación 23.

$$Q_{12} = P_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$Q_{12} = 101325 \text{ N/m}^2 * 19.18 \times 10^{-5} \text{ m}^3 * \ln \frac{11.05 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{19.18 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$Q_{12} = -10.58 \text{ N} * \text{m}$$

- Para 2-3 $v = \text{cte}$, en la figura 39

$$P_2 = 175874.52 \text{ N/m}^2$$

$$V_2 = 110.48 \text{ cm}^3 = 11.05 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_2 = 25^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}$$

$$T_3 = 280^\circ\text{C} = 553^\circ\text{K}$$

$$V_3 = 110.48 \text{ cm}^3 = 11.05 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_3 = ?$$

Para encontrar la P_3 aplicamos la ecuación 8.

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2}$$

$$P_3 = \frac{P_2 * T_3}{T_2}$$

$$P_3 = \frac{175874.52 N/m^2 * 553^0 K}{293^0 K}$$

$$P_3 = 331940.65 N/m^2$$

- Para 3-4 $T = cte$, en la figura 39.

$$P_3 = 331940.65 N/m^2$$

$$V_3 = 110.48 cm^3 = 11.05 \times 10^{-5} m^3$$

$$T_3 = 280^0 C = 553^0 K$$

$$P_4 = ?$$

$$V_4 = 191.75 cm^3 = 19.18 \times 10^{-5} m^3$$

$$T_4 = 280^0 C = 553^0 K$$

Para encontrar la P4 aplicamos la ecuación 16

$$P_3 * V_3 = P_4 * V_4$$

$$P_4 = \frac{P_3 * V_3}{V_4}$$

$$P_4 = \frac{331940.65 N/m^2 * 11.05 \times 10^{-5} m^3}{19.18 \times 10^{-5} m^3}$$

$$P_4 = 191237.40 N/m^2$$

Para el cálculo del calor cedido aplicamos la ecuación 26.

$$Q_{34} = P_3 * V_3 * \ln \frac{V_4}{V_3}$$

$$Q_{34} = 331940.65 \text{ N/m}^2 * 11.05 \times 10^{-5} \text{ m}^3 * \ln \frac{19.18 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{11.05 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$Q_{34} = 20.22 \text{ N} * \text{m}$$

- Para 4 – 1 $V = \text{cte}$, en la figura 39.

$$P_4 = 191237.40 \text{ N/m}^2$$

$$V_4 = 191.75 \text{ cm}^3 = 19.18 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_4 = 280^\circ \text{C} = 553^\circ \text{K}$$

$$P_1 = 1 \text{ atm} = 101325 \text{ N/m}^2$$

$$V_4 = 191.75 \text{ cm}^3 = 19.18 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_1 = 25^\circ \text{C} = 293^\circ \text{K}$$

Finalmente el ciclo se complete del punto 4 al punto 1 para luego empezar de nuevo, esto se va a repetir cada revolución.

6.4. Calculo de Fuerza y Torque.

Para calcular la fuerza que ejercerá el aire caliente sobre la cabeza del pistón, tenemos que tomar el valor de la mayor presión que se va a generar en el mismo y el diámetro del pistón.

$$P_{\text{max}} = 331940.65 \text{ N/m}^2$$

$$A_p = 20.42 \text{ cm}^2 = 20.42 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$P = \frac{F}{A}$$

$$F = P * A$$

$$F = 331940.65 \text{ N/m}^2 * 20.42 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$F = 667.72 \text{ N} = 66.77 \text{ Kg}$$

Con la fuerza que ejerce el aire sobre la cabeza del pistón, calculamos el torque, para ello utilizamos el radio de la manivela del cigüeñal.

$$T = F \cdot d$$

d = radio de la manivela del cigüeñal con respecto al pistón.

$$T = 667.72 \text{ N} \cdot 1.8 \times 10^{-2}$$

$$T = 12.02 \text{ N.m}$$

6.5. Análisis estructural.

6.5.1. Biela.

Para conocer el espesor de la biela aplicamos la ecuación 30

$$a = \sqrt[4]{\frac{P_{cr} \cdot L^2}{79\pi^2 E}}$$

$$a = \sqrt[4]{\frac{66.77 \text{ kg} \cdot (80\text{cm})^2}{79\pi^2 \cdot 2.8 \times 10^5 \text{ Kg/cm}^2}}$$

$$a = 0.18\text{cm} = 1.8 \text{ mm}$$

Luego lo multiplicamos por un factor de seguridad y obtenemos el valor del espesor para la biela del pistón

$$a = 1.8 \text{ mm} \cdot 1.5$$

$$a = 2.7 \text{ mm}$$

Se eligió un espesor de 8 mm para la construcción de la biela.

6.5.2. Cilindro.

Para conocer el espesor del cilindro de trabajo aplicamos la ecuación 31

$$P_{\max} = 331940.65 \text{ N/m}^2 = 3.38 \text{ kg/cm}^2$$

$$t = \frac{P_{int} D}{2\tau}$$

$$t = \frac{3.38 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 5.1\text{cm}}{2 \cdot 525 \text{ kg/cm}^2}$$

$$t = 0.016 \text{ cm}$$

Luego lo multiplicamos por un factor de seguridad y obtenemos el espesor de la pared del cilindro

$$t = 0.016 * 1.5$$

$$t = 0.024 \text{ mm}$$

Se eligió un espesor de 5mm para la construcción del cilindro por la presencia de impurezas en la fundición del aluminio.

6.5.3. Eje.

Para conocer el diámetro del eje de transmisión aplicamos la ecuación 36.

$$T = 12.02 \text{ N.m} = 120.2 \text{ kg.cm}$$

$$\tau_{\text{acero}} = 1050 \text{ kg/cm}^2$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{2T}{\pi\tau}}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{2 \times 120.2 \text{ kg.cm}}{\pi \times 1050 \text{ kg/cm}^2}}$$

$$\phi = 0.81 \text{ cm}$$

Luego lo multiplicamos por un factor de seguridad y obtenemos el diámetro para el eje del motor

$$\phi = 0.81 * 1.5$$

$$\phi = 1.22 \text{ cm}$$

Se eligió un diámetro de 2cm para la construcción del cigüeñal.

Para encontrar la potencia del motor aplicamos la fórmula 19.

$$P = B \cdot P_m \cdot f \cdot V$$

Seleccionamos el valor B de la tabla 3.

$$P = 0.15 \times 0.01 \text{bar} \times 60 \text{hz} \times 1000 \text{rpm}$$

$$P = 90 \text{ w}$$

Finalmente para encontrar el rendimiento aplicamos la ecuación 3.

$$n = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

$$n = 1 - \frac{293^{\circ}\text{K}}{553^{\circ}\text{K}}$$

$$n = 1 - 0.53$$

$$n = 0.47 = 47\%$$

6.6. Cálculo de transferencia de calor.

Se realiza el análisis para un cilindro con aletas de sección rectangular como se ve en la figura 37.

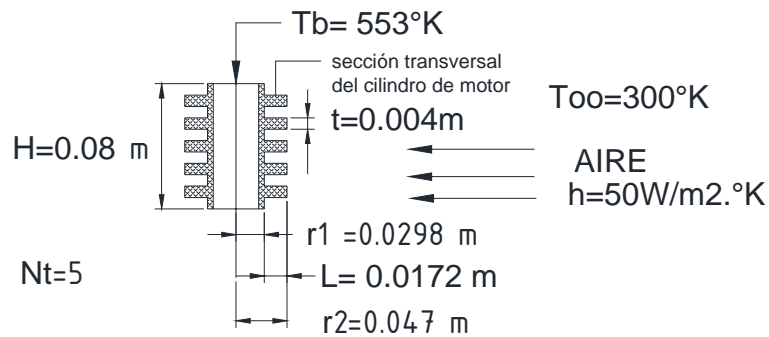


Figura40. Cilindro con aletas de sección rectangular.

Determinamos la transferencia de calor total mediante la ecuación 46.

$$qt = hA_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - n_f) \right]$$

Determinamos r_{2c} mediante la ecuación 48.

$$r_{2c} = \left(r_2 + \frac{t}{2} \right)$$

$$r_{2c} = \left(0.041m + \frac{0.004m}{2} \right)$$

$$r_{2c} = 0.049m$$

Encontramos A_f mediante la ecuación 47.

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

$$A_f = 2\pi[(0.049m)^2 - (0.0298m)^2]$$

$$A_f = 0.0095m^2$$

Luego, encontramos el área total A_t con la ecuación 49.

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

$$A_t = 5 * 0.0095m^2 + 2\pi * 0.0298m[0.08 - (5 * 0.006m)]$$

$$A_t = 0.05685m^2$$

Determinamos L_c con la ecuación 51.

$$L_c = \left(L + \frac{t}{2} \right)$$

$$L_c = \left(0.0172m + \frac{0.004m}{2} \right)$$

$$L_c = 0.0192m$$

Encontramos A_p con la ecuación 52.

$$A_p = L_c t$$

$$A_p = 0.0192m * 0.004m$$

$$A_p = 7.68 \times 10^{-5} m^2$$

Luego, para encontrar el rendimiento de la aleta encontramos la constante

$L_c^{3/2} \left(\frac{h}{kA_p} \right)^{1/2}$ con la fórmula 51.

$$L_c^{3/2} \left(\frac{h}{kA_p} \right)^{1/2}$$

$$0.0192m^{3/2} \left(\frac{50 \frac{W}{m^2} K}{56.7 \frac{W}{m} K * 7.68 \times 10^{-5} m^2} \right)^{1/2}$$

1.35

Luego con la figura 33 determinamos su eficiencia $n = 0.5$

Encontramos θ_b con la ecuación 54.

$$\theta_b = T_b - T_\infty$$

$$\theta_b = 553 K - 300 K$$

$$\theta_b = 253 K$$

Finalmente encontramos la transferencia de calor total .

$$qt = hA_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - n_f) \right] \theta_b$$

$$qt = 50 \frac{W}{m^2} K * 0.0568 m^2 \left[1 - \frac{5 * 0.0095 m^2}{0.0568 m^2} (1 - 0.5) \right] * 253 K$$

$$qt = 416.74 W$$

Para encontrar la transferencia de calor sin aletas aplicamos la ecuación 53.

$$q_{wo} = h(2\pi r_1 H) \theta_b$$

$$q_{wo} = 50 \frac{W}{m^2} (2\pi * 0.0298 m * 0.08 m) 253 K$$

$$q_{wo} = 189 W$$

Para determinar el diferencial de transferencia de calor aplicamos la ecuación 55.

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

$$\Delta q = 416.74 \text{ W} - 189 \text{ W}$$

$$\Delta q = 227.74 \text{ W}$$

7. RESULTADOS

7.1 Análisis de resultados.

- Una de las dificultades principales que se presentó en la construcción del motor es que la cámara del cilindro donde se va a producir la compresión y expansión del aire debe estar completamente sellada, ya que si existen fugas el motor no funcionará. Esto no es un problema en los motores de combustión interna ya que en cada ciclo de trabajo ingresa fluido de trabajo nuevo y debido a las altas velocidades la cantidad de gas perdido es muy poca.

Es imposible prender el motor con este problema, por lo tanto hay que utilizar anillos que proporcionen un buen sellado del motor.

- El motor Stirling transforma la energía calorífica en movimiento, este movimiento que en un principio es longitudinal se convertirá en rotacional, El movimiento de una pieza metálica con otra produce un fenómeno conocido como fricción, que si no es contrarrestado va a gastar las piezas, el ciclo Stirling es eficiente siempre que haya diferencia de temperaturas y se mantenga en un sistema cerrado.
- Una vez concluida la construcción del motor deben realizarse algunas pruebas para verificar el funcionamiento del mismo. Esto es con el fin de comprobar la eficiencia del motor y confirmar la veracidad de la teoría.
- Para comprobar si el motor funciona correctamente se lo prueba calentando al motor con la suelda oxiacetilénica.
- Tras el calentamiento del motor se le da un impulso para que supere la presión que se genera en el interior.
- El sentido de movimiento es horario, en el sentido anti horario no puede superar la presión interna y no gira.

A continuación tenemos una tabla con los datos obtenidos en la realización de las pruebas.

T_1 °C	T_2 °C	T °C	V rpm
18	100	82	0
21	150	129	200
22	200	178	250
23	220	177	300
24	230	206	320
25	250	225	380
27	280	253	400
29	330	301	420

Tabla3 . Temperaturas y rpm del motor.

- Como podemos observar cuando la diferencia de temperaturas es menor de 82°C el motor no gira.
- Las revoluciones son directamente proporcionales a la diferencia de temperatura, cuanto mayor sea esta a mayores rpm girará el motor.

8. VALORACION ECONOMICA

8.1. Valoración Total.

Para realizar la construcción del motor se necesita de diferentes máquinas y herramientas mecánicas, algunos operarios y diferentes materiales. El costo total de este proyecto se lo puede apreciar en la tabla 4.

Rubro Nro.	Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio Unitario.	Precio Total.
1	Estructura	U	1	340.212	340.212
2	Cabezote.	U	1	61.76	61.76
3	Pistón.	U	1	31.08	31.08
4	Desplazador.	U	1	24.13	24.13
5	Cigüeñal.	U	1	13.73	13.73
6	cilindro	U	1	11.45	11.45
7	Biela del pistón.	U	1	17.75	17.75
8	Biela del desplazador.	U	1	12,72	12,72
9	Eje del desplazador.	U	1	7.62	7.62
10	Volante de Inercia.	U	1	17.74	17.74
11	Tapa del cabezote.	U	1	15.73	15.73
TOTAL					553.92

Tabla.4. Tabla de rubros, unidades, cantidades y precios.

8.2. Valoración por precios unitarios.

El análisis de los diferentes precios unitarios de cada rubro se lo detalla en la parte de anexos.

- Estructura. (ver tabla 17)
- Cabezote. (ver tabla 18)
- Pistón.(ver tabla 19)
- Desplazador.(ver tabla 20)
- Cigüeñal.(ver tabla 21)
- Cilindro.(ver tabla 22)
- Biela del pistón.(ver tabla 23)
- Biela del desplazador.(ver tabla 24)

- Eje del desplazador.(ver tabla 25)
- Volante de Inercia.(ver tabla 26)
- Tapa del cabezote.(ver tabla 27)

9. CONCLUSIONES. Y RECOMENDACIONES

9.1 Conclusiones

- Se logro construir un motor Stirling tipo beta de baja potencia (90W), utilizando como fuente de energía la biomasa del bagazo de caña de azúcar.
- Los niveles de ruido son notoriamente menores que las de un motor de combustión interna.
- Analizando los datos obtenidos, la eficiencia del motor es mayor en relación a los motores de combustión interna, además estos resultados y la experiencia adquirida servirán de base para su mejora a futuro.
- Este tipo de motores constituye una alternativa importante para ser utilizada por personas que se encuentran en zonas urbanas y rurales marginales, en donde carecen de energía eléctrica y de esta manera mejorar la calidad de vida de estas personas.
- El motor puede ser accionado mediante cualquier tipo de energía renovable y poco contaminante así mismo se puede construir con piezas y materiales existentes en el mercado local considerando, por supuesto, que a mayor calidad de los materiales utilizados se obtendrá un mayor rendimiento y durabilidad del motor.

9.2. Recomendaciones.

- Se debe manipular el motor con precaución ya que existen partes que son de aluminio como el pistón, el eje del desplazador, el desplazador, y la biela.
- Antes de poner en funcionamiento al motor se debe lubricar las partes en movimiento para lo cual se debe utilizar un aceite para transmisiones.
- Se debe verificar que no exista fugas en el cilindro y el pistón ya que si las hay el motor no funcionara.
- El motor esta diseñado con un factor de seguridad óptimo pero se recomienda hacerlo funcionar por tiempos cortos.
- Se debe evitar que la zona de enfriamiento se caliente demasiado ya que podría producirse una deformación de las aletas.
- Antes de cada funcionamiento se recomienda realizar un ajuste de todas las piezas que conforman el motor.

10. BIBLIOGRAFÍA.

- ALVAREZ, J. A., & CALLEJÓN, I. *Maquinas térmicas motoras*. México: Et al.
- CARNOT, s. (1992). *Biblioteca Scientific American* . Barcelona: Prensa Científica, S.A.
- DE LA HERRÁN, J. “*El motor Stirling, reto a la tecnología*”. México: Información científica y tecnológica.
- DE LORENZI, O. (1958). “*El bagazo como combustible en la industria azucarera mexicana*”. México: en Rev. Boletín Azucarero Mexicano.
- FNLKENSTEIN, T. (2001). “*Air Engines*”. Londres: Profesional Engieneering Publishing .
- GARCIA, L. (1999). “*De la máquina de vapor al cero absoluto*”. México DF: Fondo de Cultura Económica.
- HAREL, P. A. (1992.). “*Bagasse combustion*”. en Rev. International Sugar Journal.
- INCROPERA, Frank, & DE WITT, David . *Fundamentos de transferencia de calor..* México: 4ed. 886p.
- Network, B.-C. U. (2002). *Manuales sobre energía renovable: Biomasa/ Biomass*. San José,C.R. 1 ed. .

Tesis

- ANGAMARCA Diego, CARRIÓN Josué. “*Diseño y construcción de un prototipo de máquina extractora de aceite de la semilla del piñón para la elaboración de biodiesel para el AEIRNNR*”. Loja Ecuador. Universidad Nacional de Loja 150 pag.
- CABRERA Julio, SOLORZANO Byron, “*diseño y construcción de un prototipo de compresor de oxígeno alternativo del sistema de generación y distribución de oxígeno del Hospital Manuel Y. Monteros del Instituto Ecuatoriano de Seguridad (IESS) de Loja*”.(Tesis Ing. Electromecánico).Loja Ecuador. Universidad nacional de Loja 130, 150, 175, 182 pag.

Internet

- ✓ <http://www.alpoma.net/tecob/?p=390>
- ✓ http://www.cec.uchile.cl/~roroman/cap_10/strlng1.htm
- ✓ http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling

- ✓ <http://www.fayerwayer.com/2007/08/hagalo-usted-mismo-motor-stirling-que-funciona-con-tu-cafe/>
- ✓ <http://www.howstuffworks.com/stirling-engine2.htm>
- ✓ <http://news.soliclima.com/modules.php?name=Content&pa=showpage&pid=86><http://perso.gratisweb.com/andressanzol/Historia.htm>
- ✓ Video: <http://www.youtube.com/watch?v=76eneqAO9RA>

11. ANEXOS.**Anexos A****(Tablas.)**

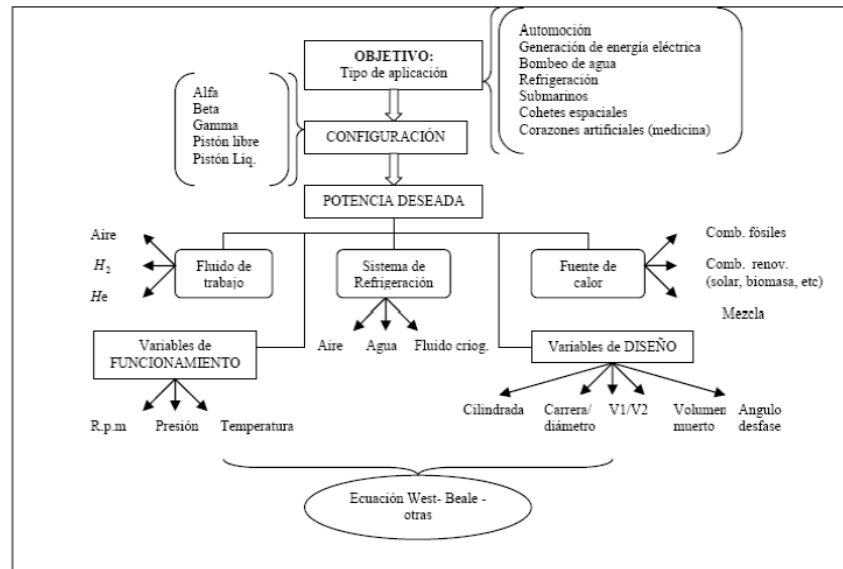


Tabla 5. Secuencia metodológica para el diseño preliminar de un motor de ciclo Stirling. Fuente: DE LA HERRÁN, J. "El motor Stirling reto a la tecnología"

	Aire	Hidrógeno	Helio
Peso molecular	29	2	4
Viscosidad	0,00045	0,00019	0,00043
Conductividad térmica	0,00058	0,0037	0,0032
Capacidad de calor (PC)	1,11	14,72	5,20
Capacidad de calor (VC)	0,8235	10,72	3,12

Tabla 6. Características comparativas del aire, Hidrógeno, Helio. Fuente: DE LA HERRÁN, J. "El motor Stirling reto a la tecnología"

Temperatura del calentador	600 K	800 K	1000 K	1200 K
N Beale (motor bien diseñado)	0.15	0.17	0.25	0.30
N Beale (motor poco optimizado)	0.002	0.006	0.009	0.010

Tabla 7. Número de Beale según la temperatura del calentador. Fuente: DE LA HERRÁN, J. "El motor Stirling reto a la tecnología"

Punto	Temperatura	Volumen	Presión
1	T_C	$V_{m\acute{a}x}$	nRT_1/V_1
2	T_C	$V_{m\acute{i}n}$	nRT_2/V_2
2'	$T_C + \text{regeneraci3n } (T_H - T_C)$	$V_{m\acute{i}n}$	$nRT_{2'}/V_{2'}$
3	T_H	$V_{m\acute{i}n}$	nRT_3/V_3
4	T_H	$V_{m\acute{a}x}$	nRT_4/V_4
4'	$T_H - \text{regeneraci3n } (T_H - T_C)$	$V_{m\acute{a}x}$	$nRT_{4'}/V_{4'}$

Tabla 8. Expresiones para el cálculo de las condiciones en cada punto del ciclo. Fuente: DE LA HERRÁN, J. "El motor Stirling reto a la tecnología"

Elementos químicos	Bagazo (%)
Carbono	47,00
Hidr3geno	6,50
Oxígeno	44,00
Cenizas	2,50
Azufre	0,00
Nitr3geno	-

Tabla 9. Composici3n Química del Bagazo de caña. Fuente: HARE, P.A. "Bagasse combusti3n"

mono-componente	Mono-fase	gas	H, He, Ar, CO ₂ , H ₂ O _(v) , ...
	Multi-fase	líquido	H ₂ O, Hg, aceites, alcoholes, CO ₂₍₀₎ , gasolina, ...
		fluido condensante	H ₂ O ₍₀₎ + 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 estudiados
	multi-fase	gas portador + fluido condensante	Aire + H ₂ O ₍₀₎ + H ₂ O _(v) , ...
		[gas portador] + fluido condensante-disociante	[Helio] + N ₂ O ₄₍₀₎ N ₂ O _{4(v)}] NO] NO] O ₂ , ...

Tabla 10. Posible fluidos de trabajo con motores Stirling. Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Stirling.

TIPO DE PÉRDIDA	PÉRDIDA	EFEECTO SOBRE LA POTENCIA	EFEECTO SOBRE EL RENDIMIENTO
Pérdidas del ciclo modificado	Volume n muerto: reduce la amplitud de la excursión de la presión del ciclo	Proporcional	Nulo
	Redistribución del fluido: el movimiento continuo (senoidal) de los pistones y las inercias del fluido hacen que la distribución ya no sea la ideal.	Proporcional	Nulo
	Adiabaticidad: La elevada velocidad con la que se repite el ciclo no permite intercambios de calor isotérmicos.	Proporcional	Constante
Pérdidas térmicas	Conducción: a través y a lo largo de las paredes.	Constante	Regresivo
	Convección y radiación: hacia el ambiente.		
	Efecto "lanzadora": los émbolos en movimiento absorben calor por el extremo caliente de los cilindros y la pierden por el extremo frío.		
	Humos : cuando la fuente de calor es por combustión, parte de la energía se pierde por el escape.	Proporcional	Constante
	Potencial térmico: debido a la diferencia de temperatura entre extremos de los intercambiadores		

Tabla 11. Causa de las principales pérdidas de potencia y rendimiento en motores Stirling. Fuente: [http://en.wikipedia.org/wiki/Ciclo Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Stirling).

Nombre de material:	7075-T6, Plate (SS)		
Descripción:	Aluminio		
Origen del material:	Archivos de biblioteca		
Nombre de biblioteca de materiales:	cosmos materials		
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal		
Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	7.2e+010	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.33	NA	Constante
Módulo cortante	2.69e+010	N/m ²	Constante
Densidad	2810	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	5.7e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	5.05e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	2.4e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	130	W/(m.K)	Constante
Calor específico	960	J/(kg.K)	Constante
Factor de endurecimiento (0.0-1.0; 0.0=isotrópico; 1.0=cinemático)	0.85	NA	Constante

Tabla 12 .Propiedades del aluminio. Fuente: solid works

Nombre de material:	Cast Iron		
Descripción:			
Origen del material:	Archivos de biblioteca		
Nombre de biblioteca de materiales:	cosmos materials		
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal		
Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	1.2e+011	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.31	NA	Constante
Módulo cortante	7.7e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7900	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	8.617e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	5.5149e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	1.1e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	75	W/(m.K)	Constante
Calor específico	450	J/(kg.K)	Constante

Tabla 13. Propiedades del Acero. Fuente: solid works

Material	Calor específico kcal/kg °C	Densidad kg/m ³	Capacidad calorífica kcal/m ³ °C
Agua	1	1000	1000
Acero	0,12	7850	950
Tierra seca	0,44	1500	660
Granito	0,19	2645	529
Madera de roble	0,57	750	430
Ladrillo	0,20	2000	400
Madera de pino	0,6	640	384
Piedra arenisca	0,17	2200	374
Piedra caliza	0,22	2847	484
Hormigón	0,16	2300	350
Mortero de yeso	0,2	1440	288
Tejido de lana	0,32	111	35
Poliestireno expandido	0,4	25	10
Poliuretano expandido	0,38	24	9
Fibra de vidrio	0,19	15	2,8
Aire	0,24	1,2	0,29

Tabla 14. Calor específico y capacidad calorífica de algunos materiales.http://en.wikipedia.org/wiki/Propiedades_de_los_materiales.

COMPARACIÓN CUALITATIVA DE LAS DIFERENTES CONFIGURACIONES DE MOTOR STIRLING		
TIPO DE MOTOR	VENTAJAS	DESVENTAJAS
ALFA	<ul style="list-style-type: none"> Alta relación Potencia-Volumen. Sencillez mecanismos. 	<ul style="list-style-type: none"> Dificultad para sellar las cámaras.
BETA	<ul style="list-style-type: none"> Recrea el diseño original de Stirling. 	<ul style="list-style-type: none"> Mecanismos complejos y voluminosos.
GAMA	<ul style="list-style-type: none"> Sencillez de mecanismos. 	<ul style="list-style-type: none"> Relación de Compresión baja.

Tabla 15. Comparación de motores Stirling

Variable	Valor	
Espacios Expansión y Compresión		
Diámetro pistón	51 mm	
Diámetro desplazador	48 mm	
Volumen barrido por el pistón	110.485 cm ³	
Volumen barrido por el desplazador	191.75 cm ³	
Carrera del pistón	0 ⁰	12.3 cm
	90 ⁰	10.29 cm
	180 ⁰	8.7 cm
Carrera del desplazador	0 ⁰	21.4 cm
	90 ⁰	18.3 cm
	180 ⁰	16.6 cm
Angulo de desfase desplazador-pistón	90 ⁰	

Tabla 16. Datos técnicos del sistema biela manivela pistón y desplazador.

Rubro: 1
Unidad: U
Descripción: Estructura

EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Soldadora eléctrica.	1	3	3	5.7	17.1
Moladora.	1	1.31	1.31	5.7	7.46
Oxicorte.	1	1.02	1.02	5.7	15.5
Taladro.	1	0.9	0.9	0.37	0.33
Herramientas manuales					6.73
Subtotal M					47.12
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	24.03	61.99
Ayudante.	1	2.48	2.48	24.03	59.59
Subtotal N					121.58
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Plancha en hierro negro de 3mm.	Kg	62.2	0.9	56	
Ángulo de 1 1/2"x3/16"	ml	12	2	24	
Platina de 1 1/2"x1/4"	ml	2.5	2	5	
Tubo redondo 2"x 3mm	ml	0.5	6	3	
Pernos cabeza hexagonal 3/8"x1	U	8	0.15	1.20	
Pernos cabeza plana 3/16"x1	U	2	0.05	0.10	
Prisionero 3/16"x 1/2"	U	1	0.05	0.05	
Suelda 6011	Kg	2	3.90	7.8	
Pintura.	Gln	1	14.0	14.0	
Disco para desbaste 7x1/4x7/8	U	1	3.66	3.66	
Subtotal O					114.81
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					283.51
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					56.70
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					340.212

Tabla. 17. Análisis de precio unitario de la estructura.

Rubro: 2
Unidad: U
Descripción: Cabezote.

EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Fundidora.	1	20	-	-	20
Torno.	1	5	5	1.05	5.25
Taladro	1	0.9	0.9	0.37	0.33
Rectificadora.	1	6	6	1.5	9
Herramientas manuales.					6.73
Subtotal M					41.31
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	2.0	5.16
Ayudante.	1	2.48	2.48	2.0	4.96
Subtotal N					10.12
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Acero para fundición	Kg	2	0.02	0.04	
Subtotal O					0.04
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					51.47
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					10.29
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					61.76

Tabla. 18. Análisis de precio unitario del cabezote.

Rubro: 3
Unidad: U
Descripción: Pistón.

EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Torno.	1	5	5	1.05	5.25
Fresadora.	1	5	5	1.05	5.25
Moladora.	1	1.31	1.31	0.5	0.65
Taladro.	1	0.9	0.9	0.37	0.33
Herramientas manuales.					2.5
Subtotal M					13.98
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	2	5.16
Ayudante.	1	2.48	2.48	2	4.96
Subtotal N					10.12
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Aluminio fundido	Kg	0.25	5	1.25	
Subtotal O					1.25
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					25.36
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					5.72
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					31.08

Tabla 19. Análisis de precio unitario del Pistón.

Rubro: 4
Unidad: U
Descripción: Desplazador.

EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Torno.	1	5	5	0.37	1.85
Moladora.	1	1.31	1.31	0.37	0.65
Taladro.	1	0.9	0.9	0.37	0.33
Herramientas manuales.					2.5
Subtotal M					5.33
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	2	5.16
Ayudante.	1	2.48	2.48	2	4.96
Subtotal N					10.12
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Aluminio fundido	Kg	0.25	5	1.25	
Subtotal O					1.25
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					16.7
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					3.34
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					20.04

Tabla 20. Análisis de precio unitario del Desplazador.

Rubro: 5
Unidad: U
Descripción: Cigüeñal.

EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Torno.	1	5	5	0.37	1.85
Moladora.	1	1.31	1.31	0.37	0.65
Taladro.	1	0.9	0.9	0.37	0.33
Herramientas manuales.					1.05
Subtotal M					3.88
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	1	2.58
Ayudante.	1	2.48	2.48	1	2.48
Subtotal N					5.06
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Acero A 36	Kg	0.25	10	2.5	
Subtotal O					2.5
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					11.44
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					2.28
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					13.73

Tabla 21. Análisis de precio unitario del cigüeñal.

Rubro: 6
Unidad: U
Descripción: Cilindro.

EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Torno.	1	5	5	0.37	1.85
Taladro.	1	0.9	0.9	0.37	0.33
Herramientas manuales.					1.05
Subtotal M					3.23
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	1	2.58
Ayudante.	1	2.48	2.48	1	2.48
Subtotal N					5.06
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Aluminio fundido .	Kg	0.25	5	1.25	
Subtotal O					1.25
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					9.54
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					1.91
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					11.45

Tabla22. Análisis de precio unitario del cilindro.

Rubro: 7
Unidad: U
Descripción: Biela del Pistón.

EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Torno.	1	5	5	0.37	1.85
Taladro.	1	0.9	0.9	0.37	0.33
Fresadora.	1	5	5	1.05	5.25
Herramientas manuales.					1.05
Subtotal M					8.48
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	1	2.58
Ayudante.	1	2.48	2.48	1	2.48
Subtotal N					5.06
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Aluminio fundido.	Kg	0.25	5	1.25	
Subtotal O					1.25
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					14.79
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					2.96
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					17.75

Tabla 23. Análisis de precio unitario de la Biela de Pistón.

Rubro: 8
Unidad: U
Descripción: Biela del Desplazador.

EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Torno.	1	5	5	0.37	1.85
Taladro.	1	0.9	0.9	0.37	0.33
Fresadora.	1	5	5	1.05	5.25
Herramientas manuales.					1.05
Subtotal M					8.48
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	0.37	0.95
Ayudante.	1	2.48	2.48	0.37	0.92
Subtotal N					1.87
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Plancha negra de 3mm.	Kg	0.25	1	0.25	
Subtotal O					0.25
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					10.6
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					2.12
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					12,72

Tabla 24. Análisis de precio unitario de la Biela del Desplazador.

Rubro: 9
Unidad: U
Descripción: Eje del desplazador.

EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Torno.	1	5	5	0.37	1.85
Taladro.	1	0.9	0.9	0.37	0.33
Herramientas manuales.					1.05
Subtotal M					3.23
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	0.37	0.95
Ayudante.	1	2.48	2.48	0.37	0.92
Subtotal N					1.87
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Aluminio fundido.	Kg	0.25	5	1.25	
Subtotal O					1.25
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					6.35
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					1.27
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					7.62

Tabla 25. Análisis de precio unitario del eje del desplazador.

Rubro: 10
Unidad: U
Descripción: Volante de inercia..

EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Fundicion.	1	-	-	-	10
Torno.	1	5	5	0.37	1.85
Herramientas manuales.					1.05
Subtotal M					12.9
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	0.37	0.95
Ayudante.	1	2.48	2.48	0.37	0.92
Subtotal N					1.87
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Acero para fundición	Kg	1	0.02	0.02	
Subtotal O					0.02
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					14.79
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					2.95
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					17.75

Tabla 26. Análisis de precio unitario del Volante de inercia.

Rubro: 11
Unidad: U
Descripción: Tapa del cabezote.

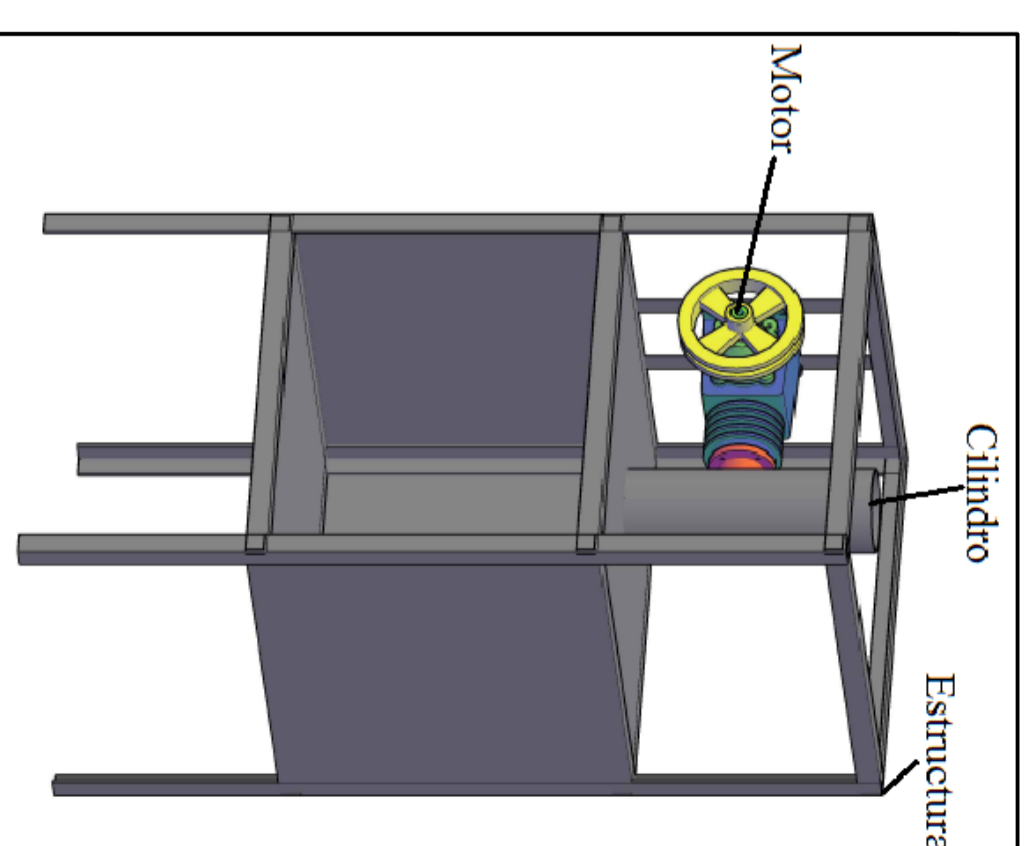
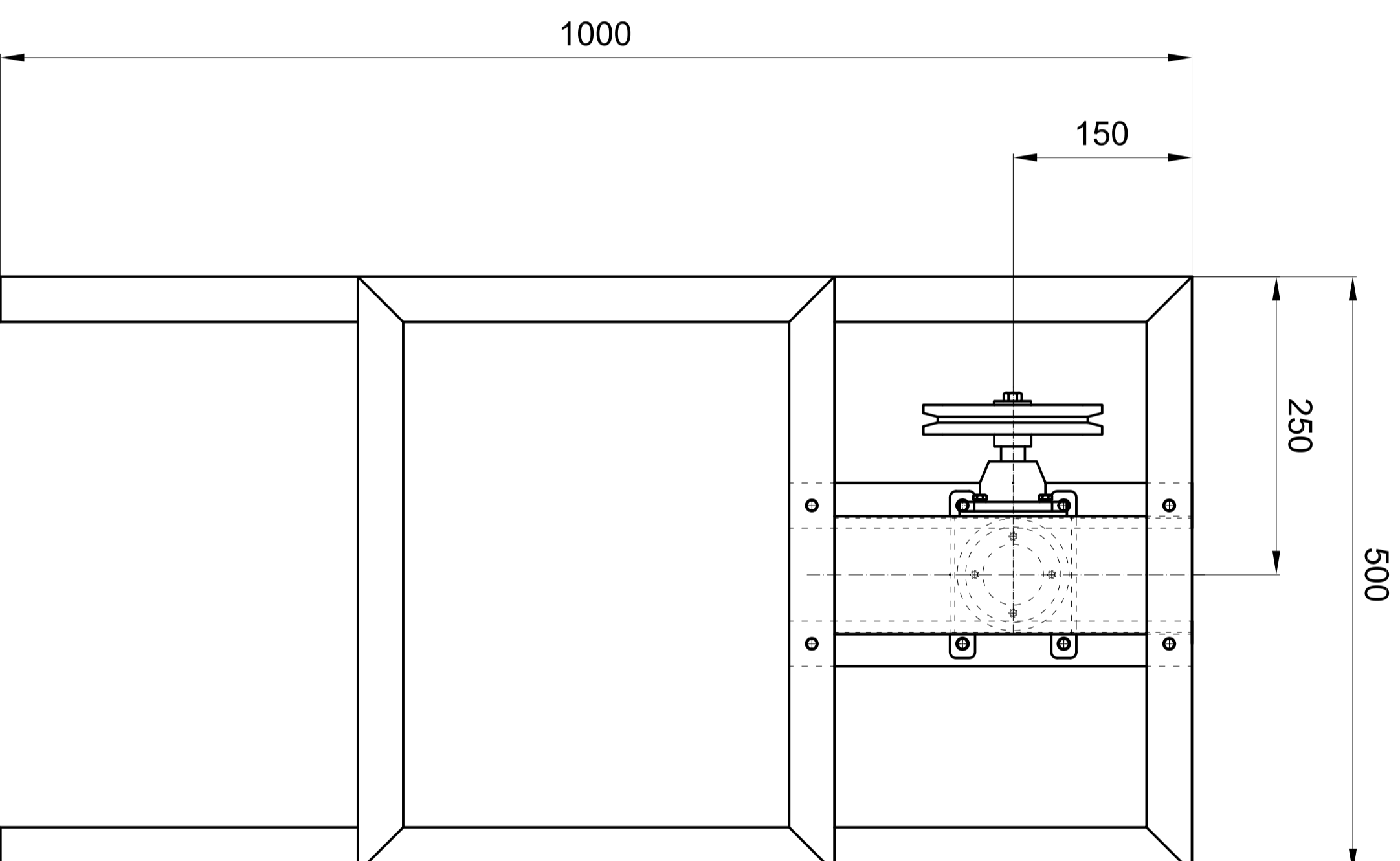
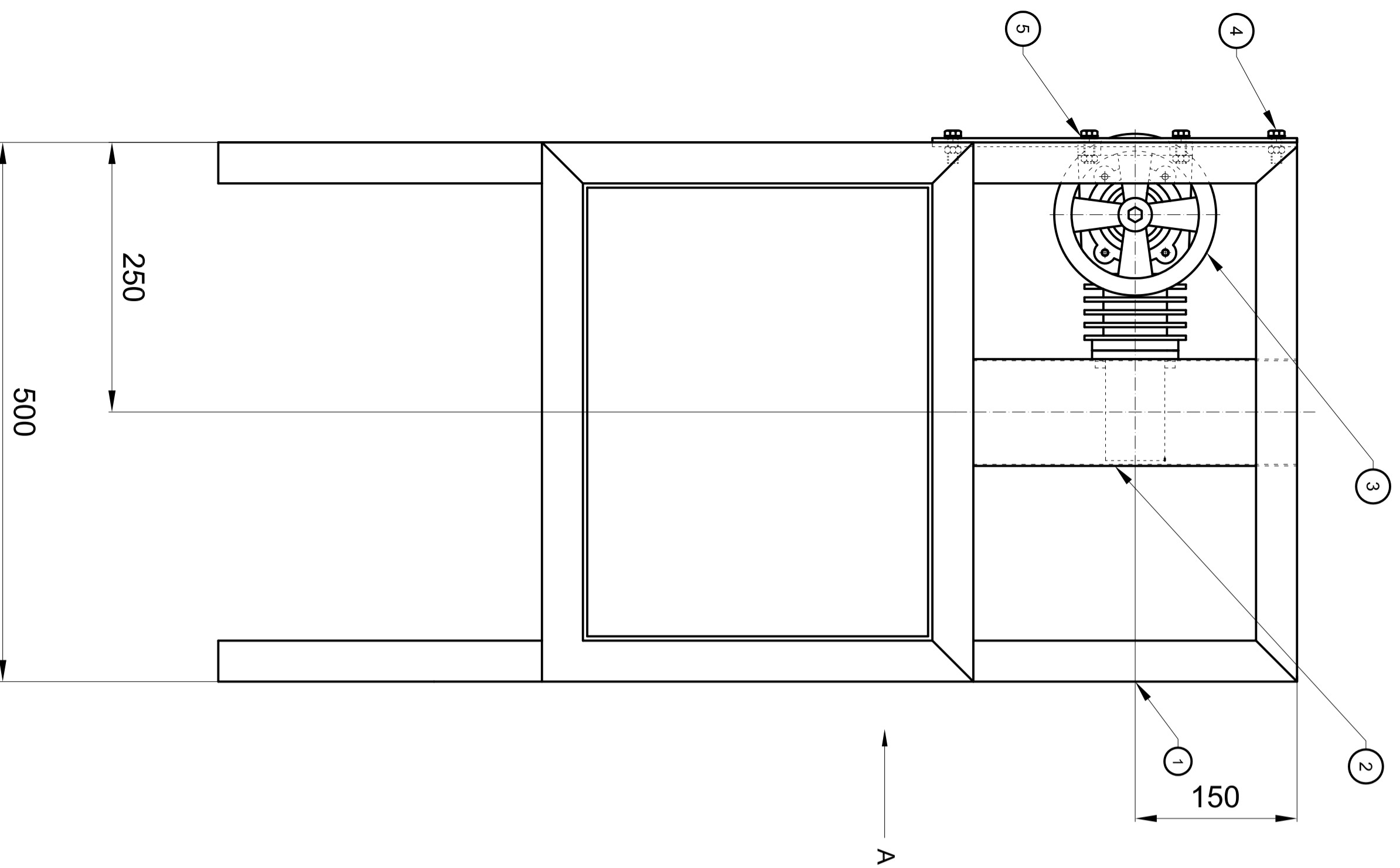
EQUIPOS.					
Descripción.	Cantidad.	Tarifa.	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Fundicion.	1	-	-	-	8
Torno.	1	5	5	0.37	1.85
Taladro.	1	0.9	0.9	0.37	0.33
Herramientas manuales.					1.05
Subtotal M					11.23
MANO DE OBRA.					
Descripción	Cantidad.	Jornal/Hora	Costo Hora.	Rendimiento.	Costo.
Operador de maquinas.	1	2.58	2.58	0.37	0.95
Ayudante.	1	2.48	2.48	0.37	0.92
Subtotal N					1.87
MATERIALES.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Precio unitario	Costo.	
Acero para fundición	Kg	0.5	0.02	0.01	
Subtotal O					0.01
TRANSPORTE.					
Descripción.	Unidad.	Cantidad.	Tarifa.	Costo.	
				-	
Subtotal P					-
TOTAL COSTOS DIRECTOS (M+N+O+P).					13.11
INDIRECTOS Y UTILIDADES 20%.					2.62
OTROS INDIRECTOS 0%.					-
COSTO TOTAL DEL RUBRO.					15.73

Tabla 27. Análisis de precio unitario de la tapa del cabezote.

Anexos B

(Planos y hojas de Proceso tecnológico.)

Vista A

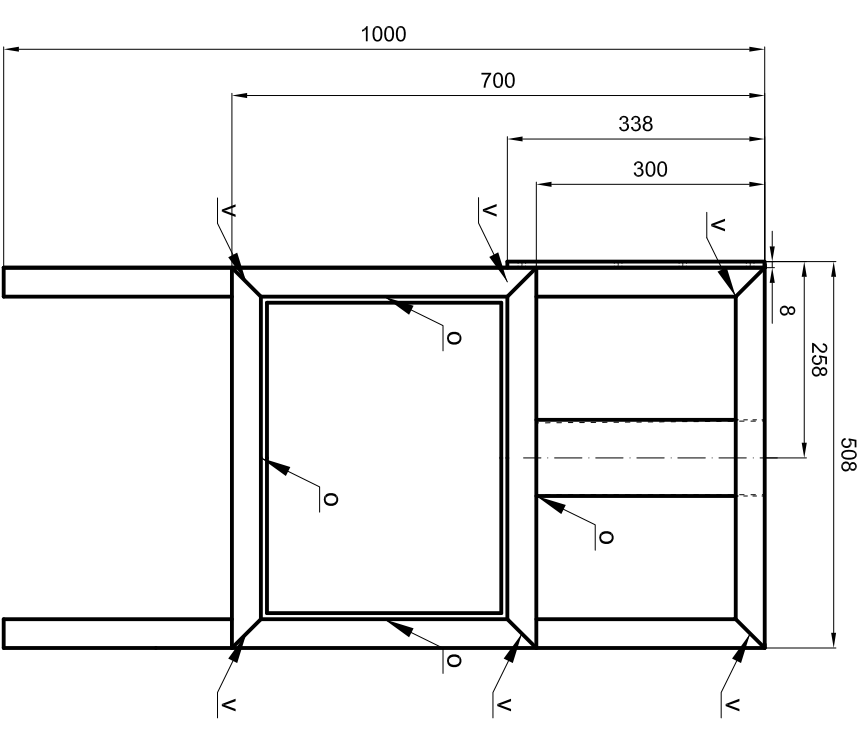
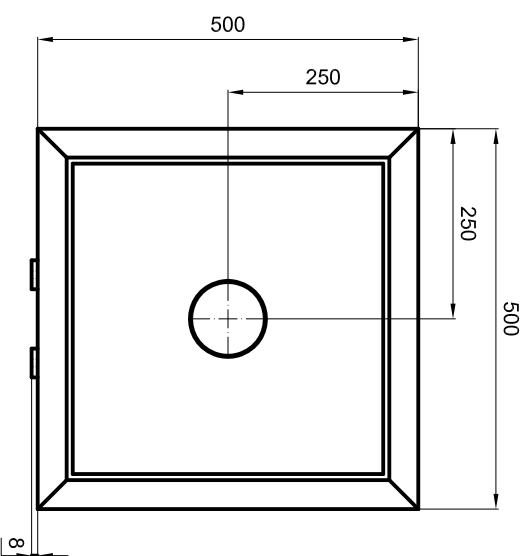
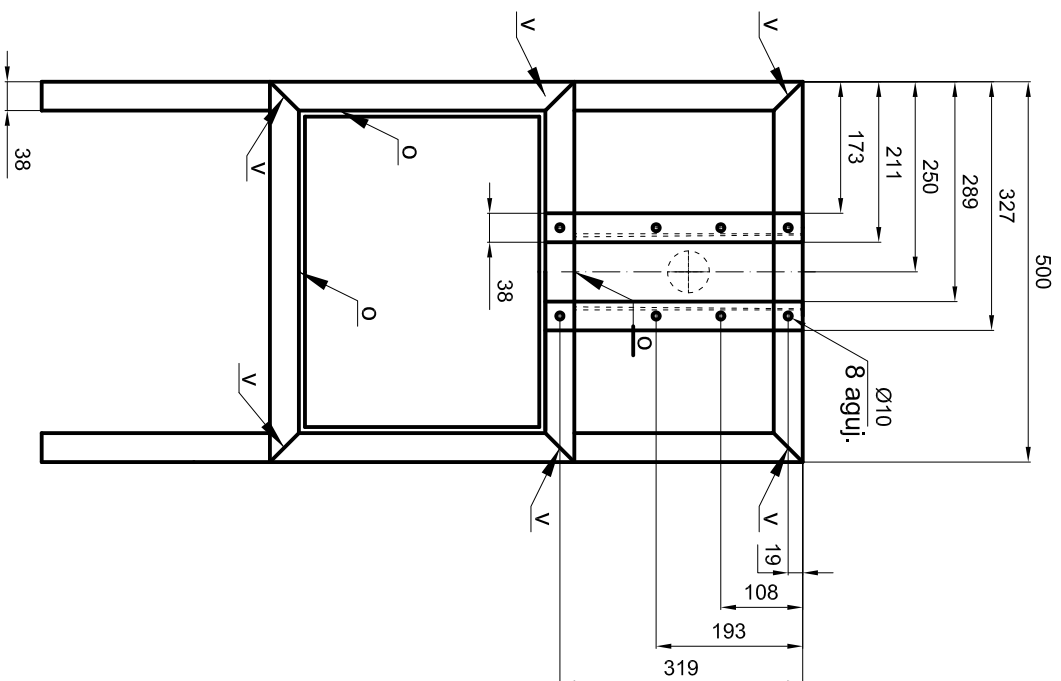
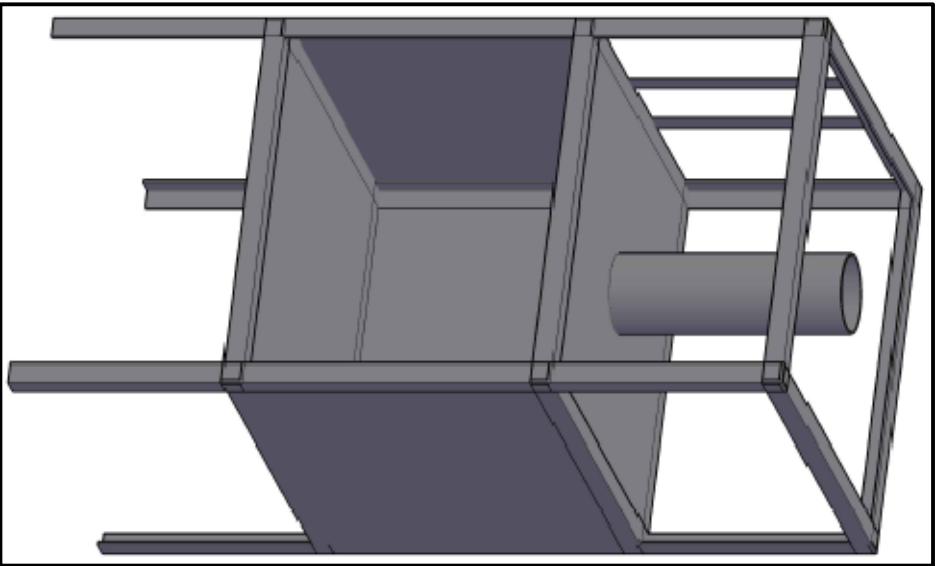



Posc.	Cantl.	Denominación.	Código	Formato	Material	Observación
5	4	Arandelas de presión	01.05.00		Acero	
4	4	Pernos con tuerca	01.04.00		Acero	
3	1	Motor	01.03.00	A1	Varios	
2	1	Cilindro para la llama	01.02.00	A4	Acero	Pintado
1	1	Estructura	01.01.00	A3	Acero Negro	Sistema Pintado

INGENIERIA ELECTROMECHANICA		Ajustes y tolerancias	Acabado superficial	ESCALA:	PESO: 30 Kg
MATERIAL:					

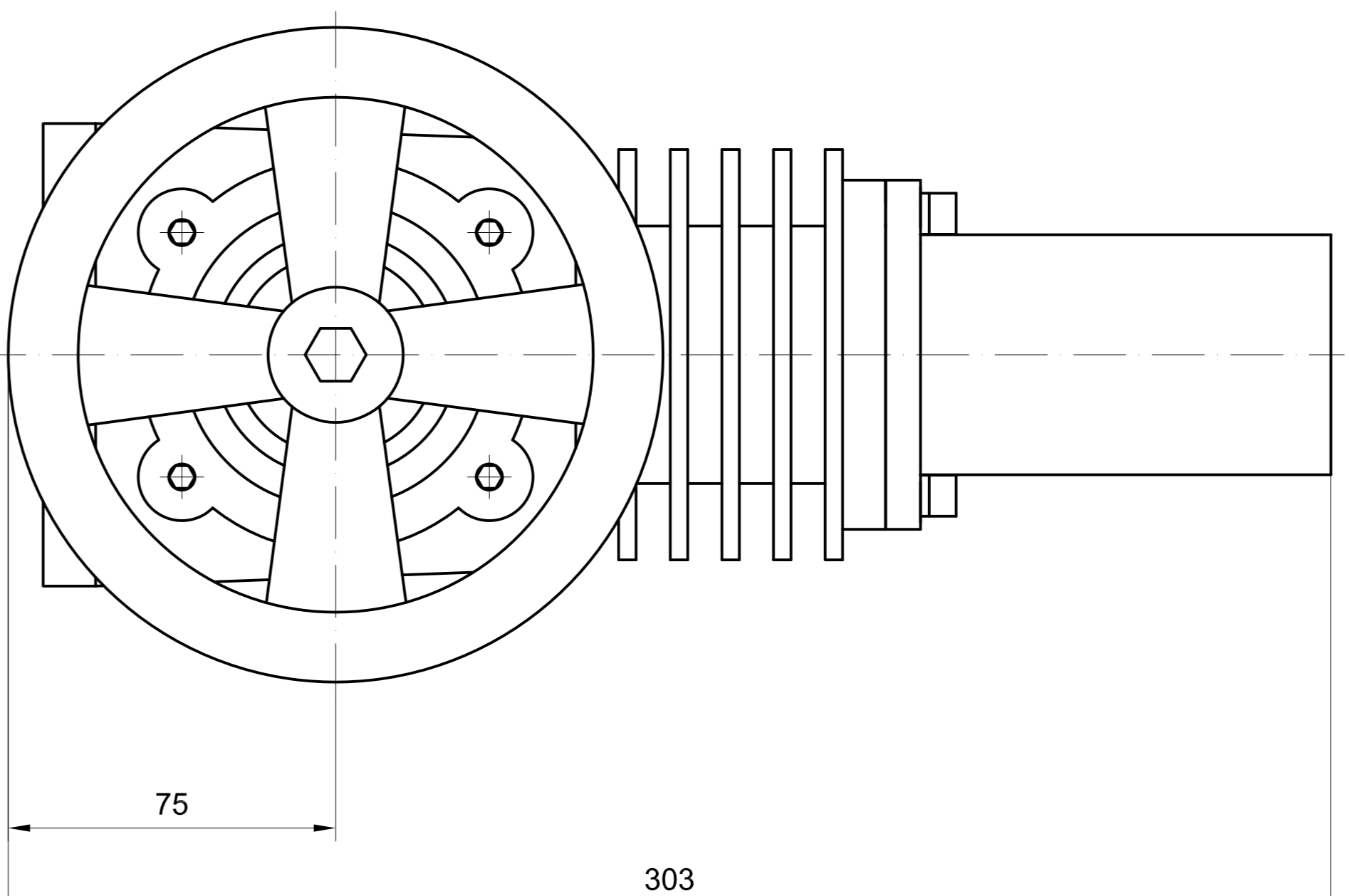
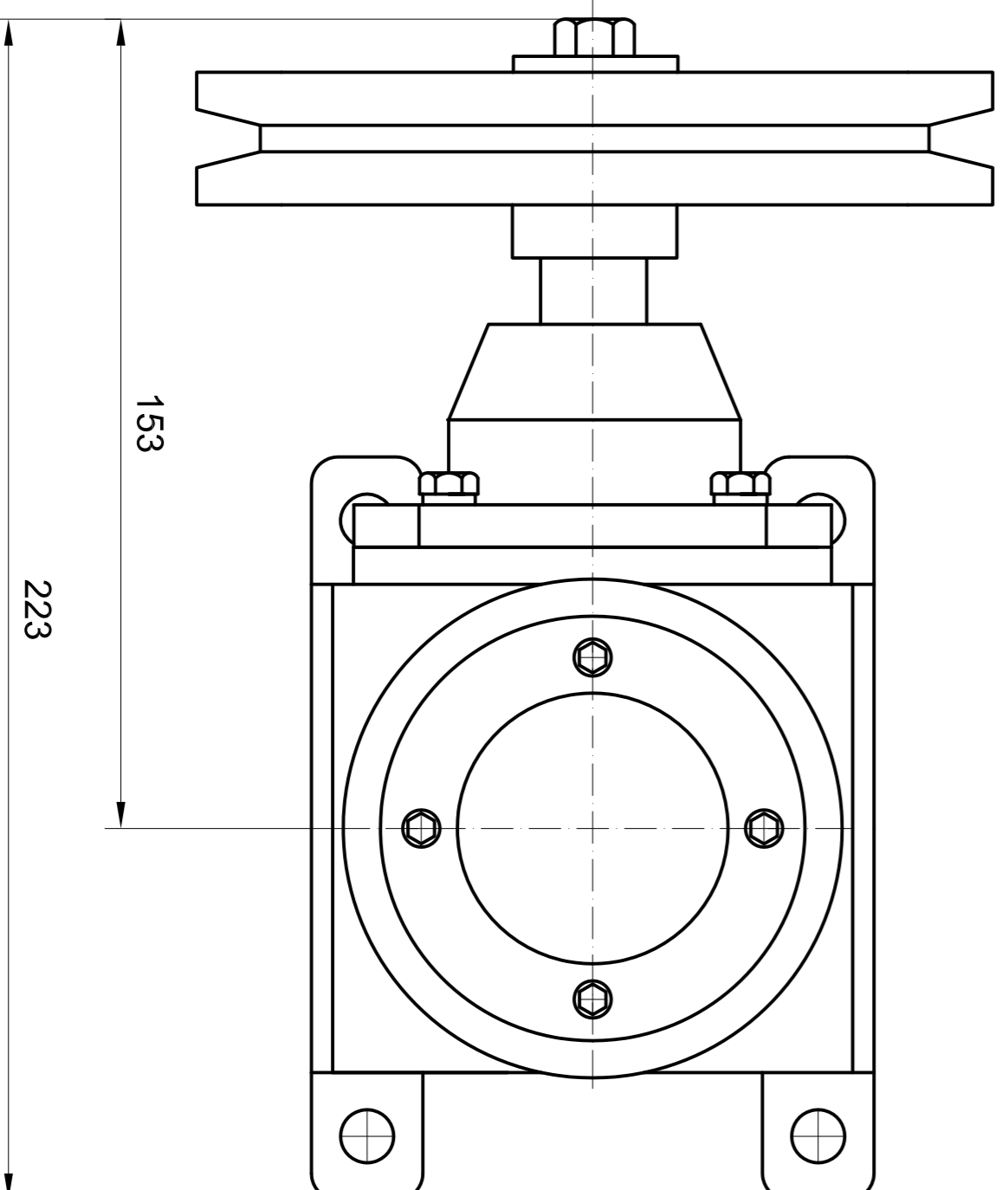
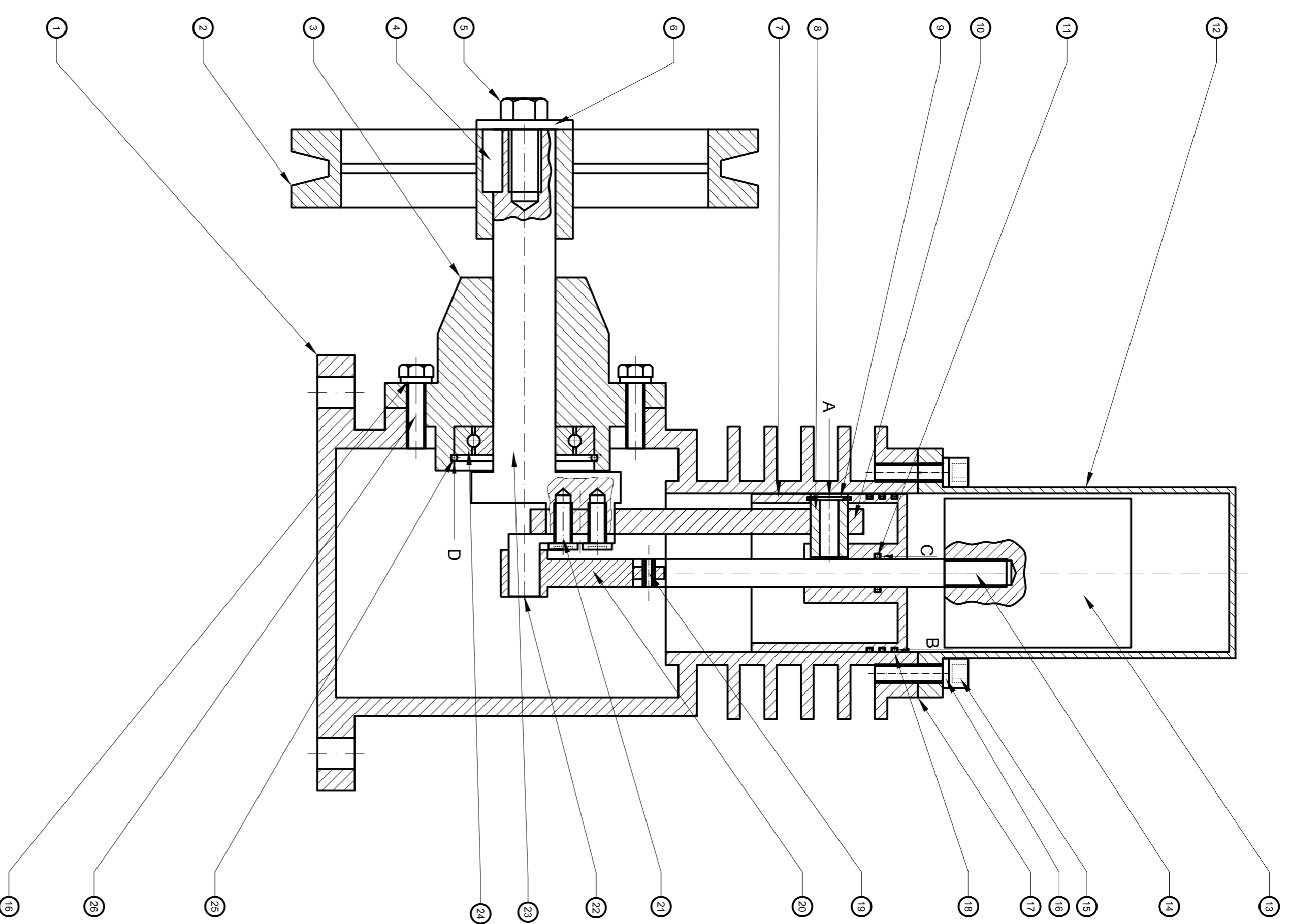
Dimensiones de referencia

Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Dibujo	Comando	Revisado	Fecha	Nombre
U.N.L.				MOTOR CON ESTRUCTURA				
CODIGO:				01.00.00				
1				17				

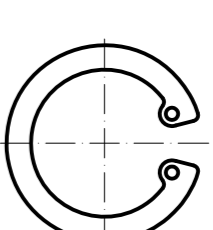


 Soldadura de punto
 Soldadura en v

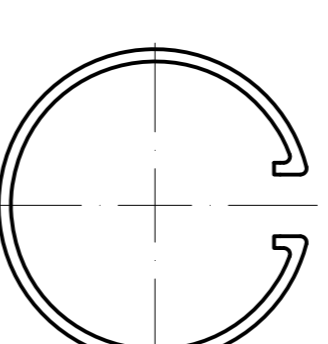
INGENIERIA ELECTROMECANICA		Ajustes y tolerancias	Acabado superficial	ESCALA:	PESO: 22 Kg
Fecha		Nombre	Fecha	MATERIAL: ACERO NEGRO	ESTRUCTURA
Dibujo		Nombre	Nombre	Plancha negra de 3mm	
Comprobado		Nombre	Nombre		
Revisado		Nombre	Nombre		
Fecha		Nombre	Nombre		
Edición		Nombre	Nombre		
Modificación		Nombre	Nombre		
Fecha		Nombre	Nombre		
Nombre		Nombre	Nombre		
U.N.L.		U.N.L.	U.N.L.		
CODIGO:		CODIGO:	CODIGO:		
01.01.00		01.01.00	01.01.00		
2		2	2		
17		17	17		



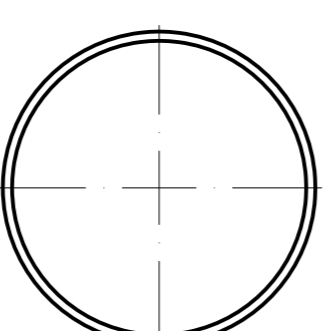
Vista A
pieza num. 9



Vista D
pieza num. 23



Vista B
pieza num. 18

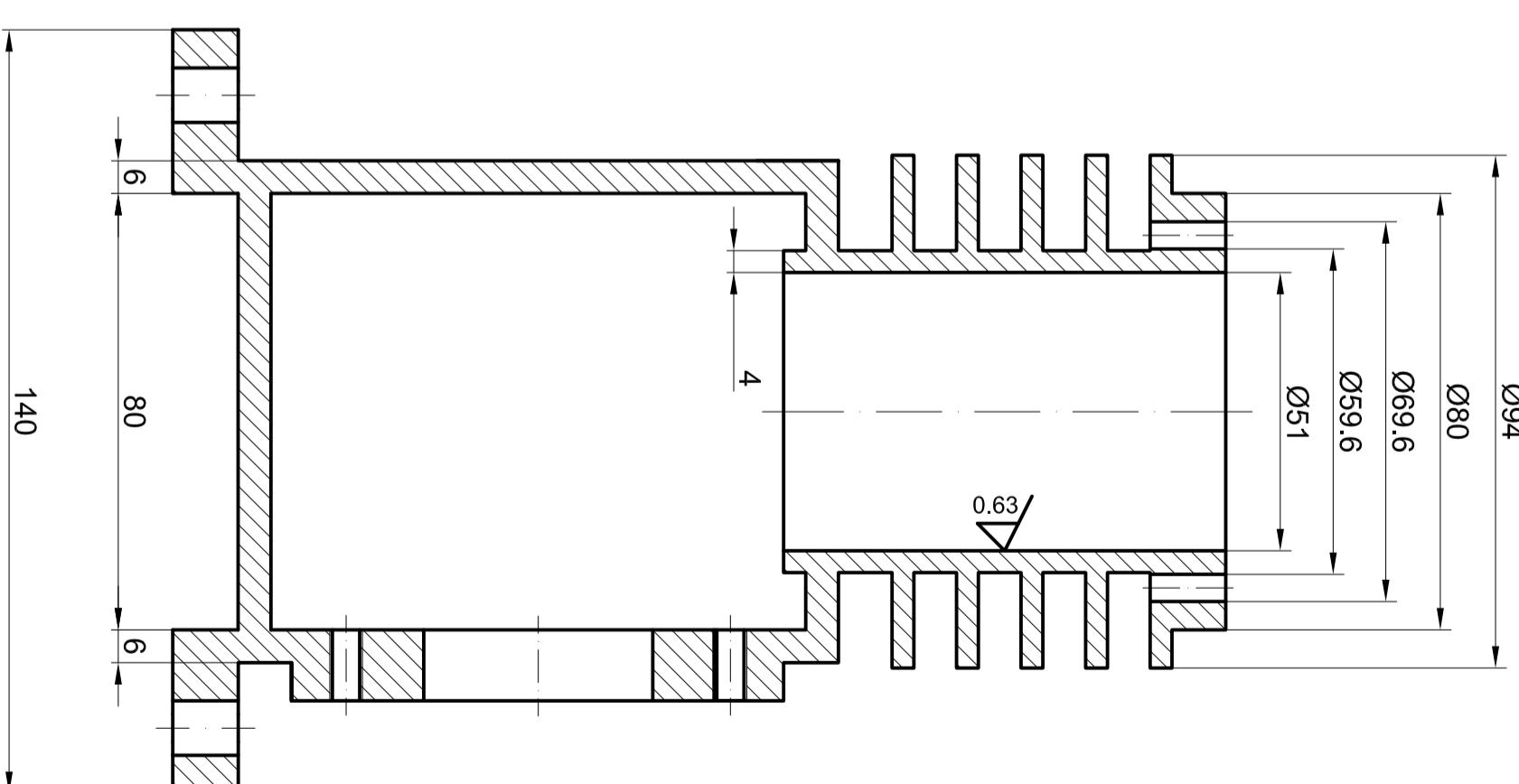
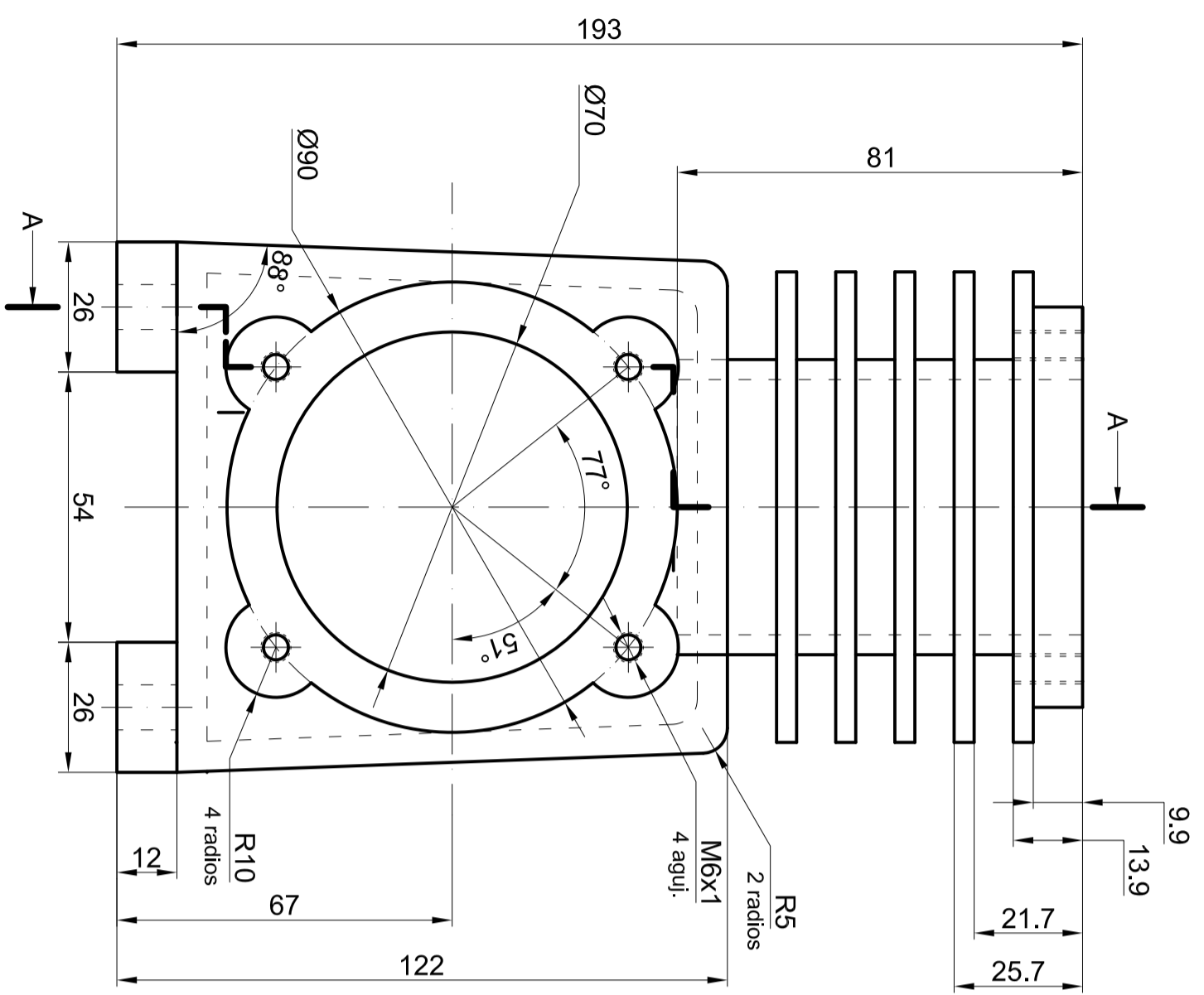


Vista C
pieza num. 11

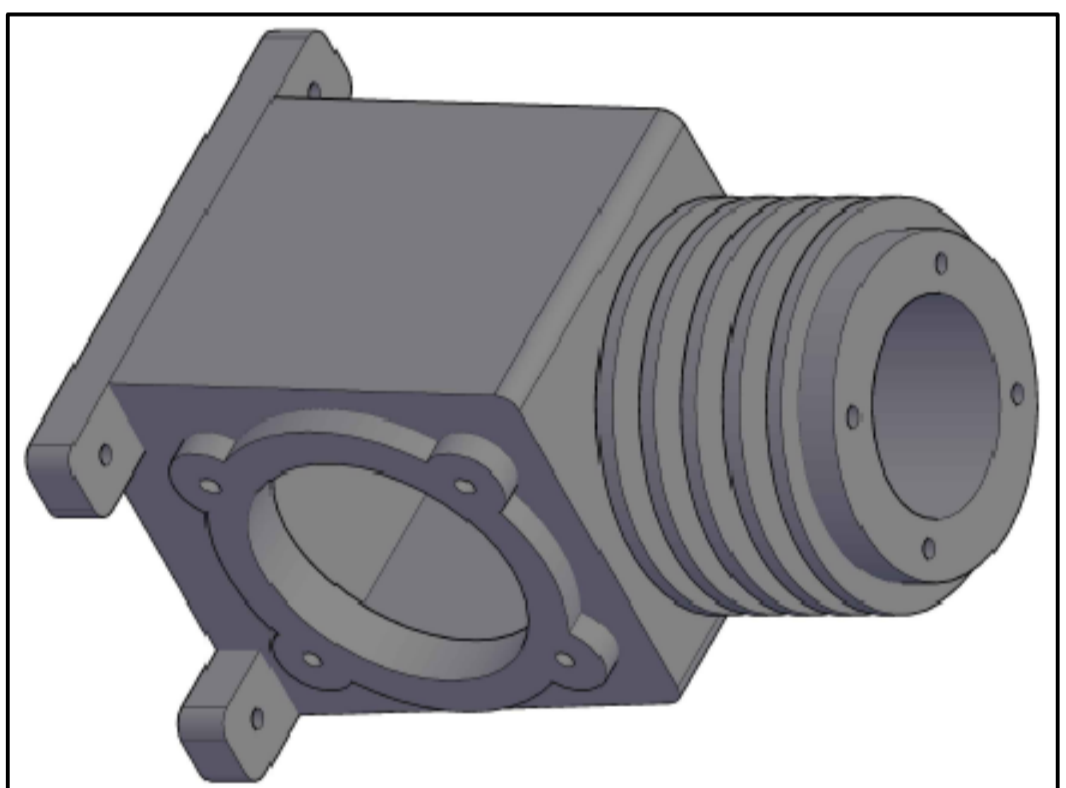
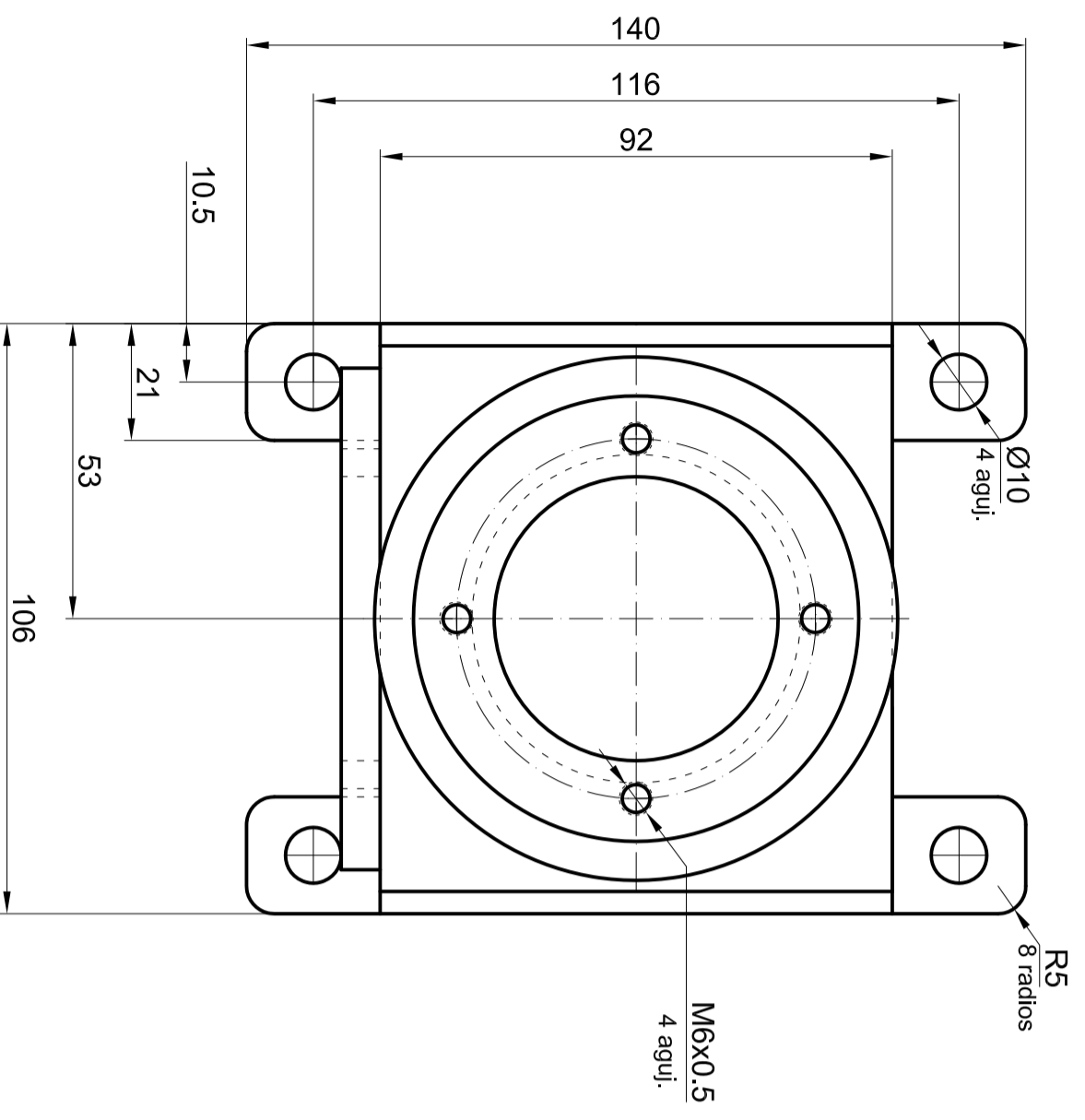


Dimensiones de referencia

26	2	Pernos cabeza plana	01.03.26	Acero negro	3/16"x1/2"
25	1	Seguro del rodamiento	01.03.25	AceroNegro	2"
24	1	Rodamiento	01.03.24	Acero	B204
23	1	Cigüeñal	01.03.23	Acero A36	Torneado
22	1	Brazo	01.03.22	Acero A36	Torneado
21	2	Pernos cabeza plana	01.03.21	Acero negro	3/16"x1/2"
20	1	Biala del desplazador	01.03.20	Acero negro	3/16"x3/8" Torneado, Aluminado
19	1	Pfisornero	01.03.19	Acero negro	2"
18	1	o-rin	01.03.18	Silicon	2"
17	1	Empaque	01.03.17	Silicon	2"
16	8	Arandelas de presión	01.03.16	Acero negro	1/4"
15	4	Pernos cabeza redonda	01.03.15	Acero negro	M6x20
14	1	Eje del desplazador	01.03.14	Aluminio	M6x20 Torneado
13	1	Desplazador	01.03.13	Aluminio	Torneado
12	1	Cilindro	01.03.12	Aluminio	Torneado
11	3	o-rin	01.03.11	Silicon	5/16"
10	1	Biala del piston	01.03.10	Aluminio	Torneado
9	1	Seguro	01.03.09	AceroNegro	9/16"
8	1	Bulon	01.03.08	Aluminio	Torneado
7	1	Piston	01.03.07	Aluminio	Torneado
6	1	Arandela de presión	01.03.06	Acero negro	1/2"
5	1	Perno cabeza exagonal	01.03.05	Acero negro	M10x20
4	1	Chaveta	01.03.04	AceroNegro	6x6x20
3	1	Tapia del cabezote	01.03.03	Aluminio	Fundición
2	1	Volante de inercia	01.03.02	A3	Fundición
1	1	Cabezote	01.03.01	A2	Fundición
		Posc. Cant.		Denominación:	
				Código	
				Fornato	
				Material	
				Observación	
				PESO: 8kg	
INGENIERIA					
ELECTROMECANICA					
Ajustes y tolerancias					
MATERIAL:					
MOTOR					
UN.L.					
CODIGO: 01.03.00					
4					
17					



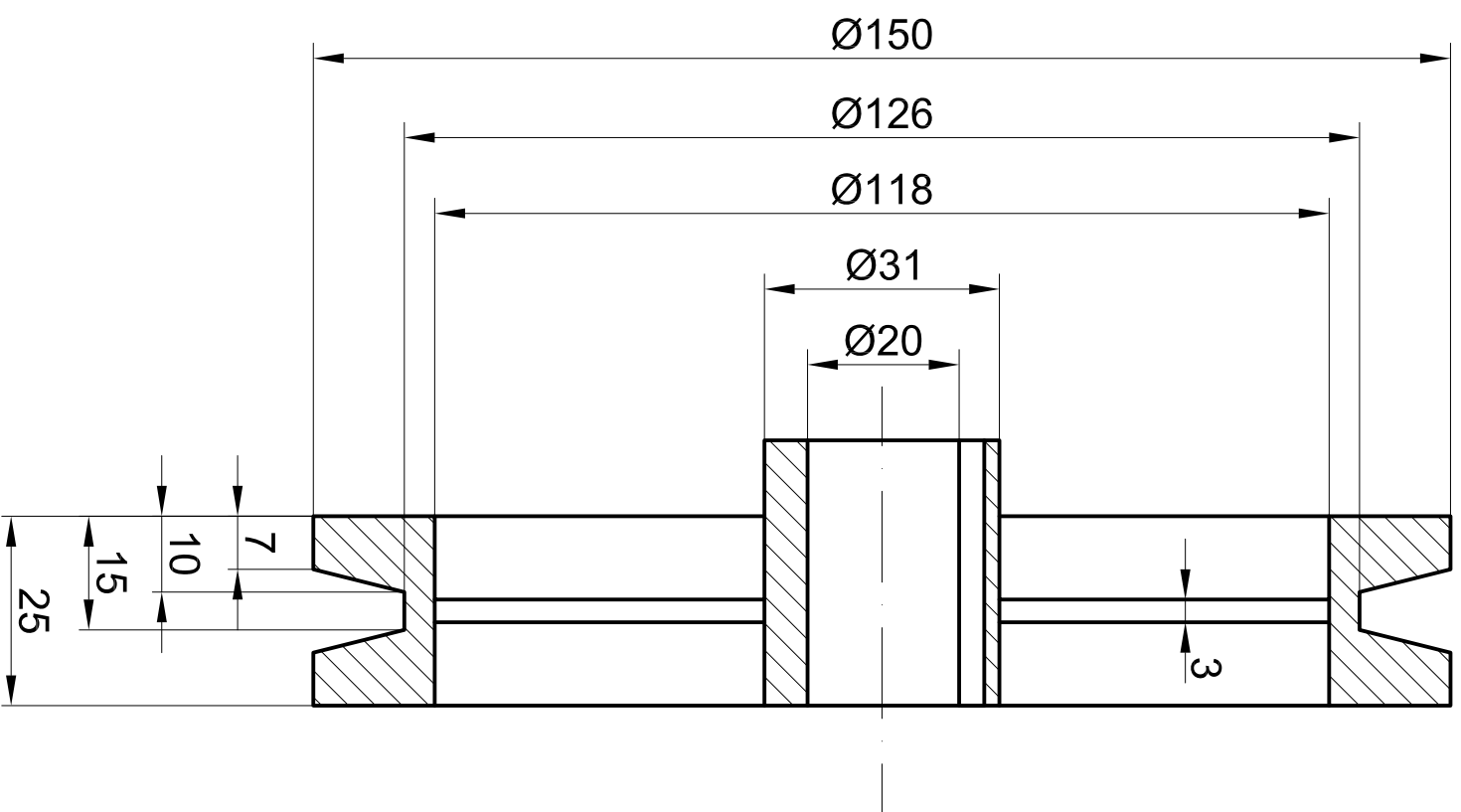
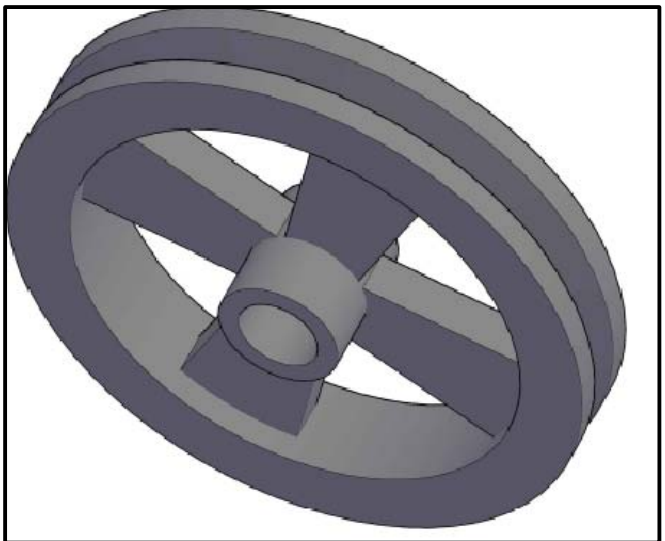
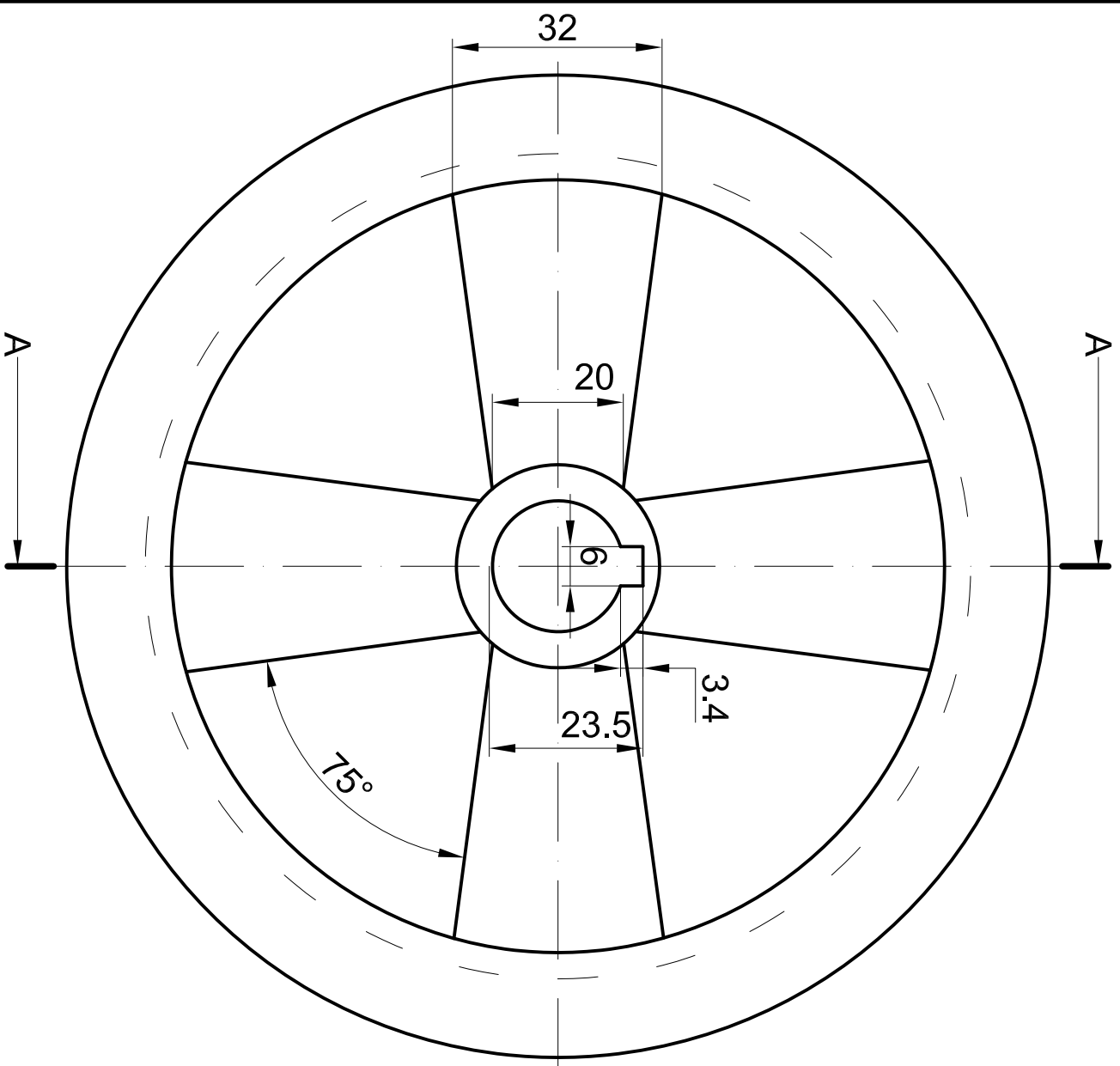
CORTE A - A



INGENIERIA ELECTROMECANICA		Ajustes y tolerancias	Acabado superficial	ESCALA: 1:1	PESO:
MATERIAL: FUNDICION			CABEZOTE		
Fecha		Nombre	CODIGO: 01.03.01		
Diseño		Augusto Nieto	5		
Comprobo		Rog. Armando Salgado	17		
Revisó					
Ejecutor					
Modificación					
Fecha					
Numero					



U.N.L.



CORTE A - A

INGENIERIA
ELECTROMECANICA

Ajustes y
tolerancias

Acabado
superficial

ESCALA: 1:1
MATERIAL: FUNDICION

PESO:

Fecha

Nombre

Dibujo

Nombre

Comprobó

Nombre

Revisó

Nombre

VOLANTE DE INERCIA

CODIGO:

01.03.02

6

17

Edición

Modificación

Fecha

Nombre



U.N.L.

Anexos C.

(Fotos del Prototipo.)



Figura 41. Proyecto Terminado



Figura 42. Vista del motor en la estructura



Figura 43. Vista del cilindro donde sale la llama



Figura 44. Vista del motor con el cilindro de calor.



Figura 45. Vista del motor sin el cilindro de calor.



Figura 46. Vista del cabezote del motor.



Figura 47. Vista 1 del Pistón de Potencia con la biela y el bulón.



Figura 48. Vista 2 del pistón de potencia.



Figura 49. Vista 3 del pistón de potencia.



Figura 50. Desplazador con su respectivo eje



Figura 51. Biela del desplazador.



Figura 52. Cigüeñal con volante de inercia y tapa del cabezote



Figura 53. Todas las partes del motor.