

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**MODELAMIENTO ENERGÉTICO Y MECÁNICO DE UN MOTOR  
STIRLING TIPO BETA PARA LA GENERACIÓN DE 70 We PARA EL  
DECEM-UGI**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**DESARROLLADO POR:**

**Fabián Patricio Chávez Acurio**

**David Santiago Orquera Revelo**

**DIRECTOR: ING. ERNESTO SORIA**

**CODIRECTOR: ING. JOSÉ GUASUMBA**

**Marzo 2012,12**

**Sangolquí - Ecuador**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

**El proyecto “MODELAMIENTO ENERGÉTICO Y MECÁNICO DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA PARA LA GENERACIÓN DE 70 We PARA EL DECEM-UGI” fue realizado en su totalidad por Fabián Patricio Chávez Acurio y David Santiago Orquera Revelo como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.**

---

**Ing. Ernesto Soria**

**DIRECTOR**

---

**Ing. José Guasumba**

**CODIRECTOR**

**Sangolquí, 2012-03-12**

# CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

## DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros:

CHAVEZ ACURIO FABIAN PATRICIO

ORQUERA REVELO DAVID SANTIAGO

### DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado titulado “**MODELAMIENTO ENERGETICO Y MECANICO DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA PARA LA GENERACION DE 70 We PARA EL DECEM-UGI**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

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

Sangolquí, 2 de marzo del 2012

---

CHAVEZ A. FABIAN P.

---

ORQUERA R. DAVID S.

# **CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

## **AUTORIZACIÓN**

Nosotros,

**CHAVEZ ACURIO FABIAN PATRICIO**

**ORQUERA REVELO DAVID SANTIAGO**

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del proyecto de grado titulado “MODELAMIENTO ENERGETICO Y MECANICO DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA PARA LA GENERACION DE 70 We PARA EL DECEM-UGI, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 2 de marzo del 2012

---

CHAVEZ A. FABIAN P.

---

ORQUERA R. DAVID S.

# **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

## **MODELAMIENTO ENERGÉTICO Y MECÁNICO DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA PARA LA GENERACIÓN DE 70 We PARA EL DECEM-UGI**

ELABORADO POR:

---

**Fabián Patricio Chávez Acurio**

---

**David Santiago Orquera Revelo**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

---

**DIRECTOR**

**Sangolquí, 2012-03-12**

## **DEDICATORIA**

Principalmente dedico este trabajo a ti mi Dios y creador, por haberme brindado la fortaleza, sabiduría y la constancia para poder terminar tanto mis estudios universitarios así como esta tesis.

Dedico a mis abuelitos Bertha y Gerardo que fueron como mis padres durante todos los años que viví con ellos.

También dedico a mi madre Cecilia Revelo por brindarme la oportunidad de estudiar y adquirir todos estos conocimientos para aplicar en esta tesis y llegar a ser un buen profesional.

A mis hermanos Francis y Katherine por estar siempre a mi lado.

**David Santiago Orquera Revelo**

Esta tesis es dedicada para toda mi familia que de una manera u otra tuvieron que ver en la realización de la misma, ya que gracias a su apoyo incondicional he logrado culminar con éxito mi carrera universitaria, y quiero dedicar en especial a una persona que ya no está con nosotros, que con su amor infinito me dio la suficiente fortaleza para poder sobrellevar cualquier adversidad, por ello este logro es para ti mi abuelita querida.

**Fabián Patricio Chávez Acurio**

## **AGRADECIMIENTOS**

Primordialmente agradezco a Dios por no dejarme claudicar bajo todas las adversidades que he tenido y darme la fuerza para seguir adelante.

A la Institución por brindarme los conocimientos y la capacidad de desenvolverme.

Al Ing. Ernesto Soria e Ing. José Guasumba, tutores de nuestra tesis por su apoyo, experiencia y habernos ayudado en todas nuestras dudas. Al Ing. José Guasumba por habernos brindado este tema de tesis.

Gracias a toda mi familia abuelitos, madre, tíos, primos, hermanos que estuvieron presentes durante este tiempo de estudio y elaboración de la tesis.

A mis compañeros de clase por todas las vivencias que he tenido con ellos y especialmente a Fabián por las horas de sacrificio que tuvimos.

**David Santiago Orquera Revelo**

Agradezco primero a Dios, ya que con su bendición he logrado alcanzar esta meta tan importante. A mis Padres (Fabián y Rosa) ya que con su apoyo incondicional y sus enseñanzas me han dado la suficiente fortaleza para poder sobrellevar los diferentes obstáculos que se me han presentado en mi formación universitaria. A mis hermanos Fabián, Terry y Eddy ya que siempre he recibido su soporte absoluto. A mis tíos Rita, Ángel, Alejandro, a mis primos, gracias a que con su aliento nunca me dejaron desmayar.

A la carrera de ingeniería mecánica ya que me siento orgulloso de pertenecer a ella, porque en ella más que profesores encontré amigos que contribuyeron en mi formación profesional, en especial a los ingenieros Ernesto Soria y José Guasumba ya que con su acertada orientación permitieron la culminación de este proyecto.

A mi compañero y colega David por el esfuerzo y dedicación invertidos en el desarrollo de nuestra tesis. A mis amigos que estuvieron en las buenas y en las malas, compartiendo experiencias inolvidables en nuestro pasó por la Universidad.

**Fabián Patricio Chávez Acurio**

# ÍNDICE

<u>Orden</u>	<u>Contenido</u>	<u>PÁG.</u>
	CERTIFICACIÓN.....	II
	DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	III
	AUTORIZACIÓN .....	IV
	LEGALIZACIÓN .....	V
	DEDICATORIA.....	VI
	AGRADECIMIENTOS .....	VII
	ÍNDICE .....	VIII
	NOMENCLATURA .....	XXI
	RESUMEN.....	XXIII
	INTRODUCCIÓN.....	XXIV

## **CAPÍTULO 1**

### **GENERALIDADES**

1.1. Antecedentes.....	1
1.2. Definición del problema .....	2
1.3. Objetivos.....	3
1.3.1. General.....	3
1.3.2. Específicos del proyecto.....	3
1.4. Justificación e importancia.....	3

## **CAPÍTULO 2**

### **MARCO TEÓRICO**

2.1. Máquina térmica.....	5
2.2. Motores de combustión externa .....	6
2.3. Motor Stirling .....	7
2.3.1. Tipos de motores Stirling.....	8
a) Motor tipo alfa.....	8
b) Motor tipo beta .....	9
c) Motor tipo gamma.....	10
2.4. Motor stirling tipo beta .....	11



2.4.1. Principio de funcionamiento.....	13
a) Fase 1 .....	13
b) Fase 2 .....	14
c) Fase 3.....	14
d) Fase 4 .....	15
2.4.2. Ciclo de Carnot.....	16
2.4.3. Eficiencia de Carnot.....	17
2.4.4. Eficiencia térmica del motor Stirling.....	19
2.4.5. Comparación ciclo Stirling y ciclo Carnot.....	20
2.4.6. Parámetros que afectan el funcionamiento de un motor Stirling .....	21
2.5. Movimiento alternativo.....	22
2.5.1. Velocidad media del pistón.....	25
2.5.2. Aceleración.....	25
2.5.3. Presión media de un ciclo.....	26
2.6. Efecto de la transferencia de calor .....	27
2.7. Efecto de fugas de fluido de trabajo .....	28
2.8. Efecto de los espacios muertos.....	29
2.9. Efectos combinados .....	29
2.10. Regenerador.....	30
2.11. Ciclo Schmidt.....	31
2.11.1. Análisis termodinámico de Schmidt.....	32
2.11.2. Hipótesis de la teoría de Schmidt .....	32
2.11.3. Temperatura en el regenerador .....	35
2.11.4. Volúmenes muertos.....	36
a) Volumen muerto en la zona de alta temperatura.....	36
b) Volumen muerto en el regenerador.....	36
c) Volumen muerto en la zona de baja temperatura.....	36
2.11.5. Volúmenes y presiones .....	36
a) Máximo volumen caliente .....	36
b) Máximo volumen frío asociado con el desplazador.....	36
c) Máximo volumen frío asociado con el pistón de potencia.....	37
d) Para algún ángulo $F$ , serie de volúmenes calientes .....	37

e) Para algún ángulo F, serie de volúmenes fríos .....	37
f) Volumen total del gas en algún ángulo del cigüeñal .....	37
g) Por la ley del gas ideal la presión en cualquier ángulo del cigüeñal.....	37
2.11.6. Variables utilizadas en el método de Schmidt .....	37
2.12. Ecuación de Beale.....	38
2.12.1. Presión media.....	40
2.12.2. Volumen total.....	40
2.12.3. Velocidad en Hertz .....	40
2.13. Ventajas y desventajas del motor Stirling.....	40
2.13.1. Ventajas del motor Stirling.....	40
2.13.2. Desventajas del motor Stirling .....	41
2.14. Aplicaciones .....	42
2.14.1. Aplicaciones energéticas.....	42
2.14.2. Aplicaciones en barcos y submarinos.....	44
2.14.3. Aplicaciones en automóviles híbridos .....	45
2.15. Propiedades térmicas del aire .....	46
2.15.1. Presión .....	46
2.15.2. Temperatura .....	46
2.15.3. Volumen .....	47
2.15.4. Densidad .....	48
2.15.5. Calor .....	48
2.15.6. Calor específico .....	50
2.16. Cámara de aire.....	50

### **CAPÍTULO 3**

#### **ANÁLISIS TÉRMICO**

3.1. Cálculo termodinámico .....	53
3.1.1. Secuencia de cálculo.....	54
3.2. Proceso de análisis .....	54
3.3. Parámetros de análisis .....	54
3.4. Cálculos del ciclo Schmidt.....	56
3.4.1. Especificaciones del prototipo existente.....	56

3.4.2. Cálculos por el método Schmidt .....	57
3.4.3. Temperatura en el regenerador .....	57
3.4.4. Volúmenes muertos.....	57
a) Volumen muerto en la zona de alta temperatura.....	57
b) Volumen muerto en el regenerador .....	58
c) Volumen muerto en la zona de baja temperatura.....	58
3.4.5. Cálculo de presiones y volúmenes .....	58
a) Máximo volumen caliente .....	58
b) Máximo volumen frío asociado con el desplazador .....	59
c) Máximo volumen frío asociado con el pistón de potencia .....	59
d) Relación entre la temperatura mínima y máxima .....	59
e) Relación de volúmenes muertos con máximo volumen caliente .....	59
f) Relación entre volumen frío y caliente.....	59
g) Variables utilizadas en el método de Schmidt.....	60
3.4.6. Energía generada por el ciclo (trabajo).....	60
3.4.7. Diagrama presión - volumen en el ciclo Schmidt.....	61
a) Para algún ángulo F, serie de volúmenes calientes .....	63
b) Para algún ángulo F, serie de volúmenes fríos .....	63
c) Volumen total del gas en algún ángulo del cigüeñal.....	63
d) Masa del gas .....	63
e) Por la ley del gases ideales la presión en cualquier ángulo del cigüeñal .....	64
3.5. Parámetros y variables para la ecuación de Beale.....	64
3.5.1. Ecuación de Beale.....	65
3.5.2. Presión media.....	65
3.5.3. Velocidad en Hertz .....	65
3.5.4. Potencia útil en el eje determinada por la ecuación de Beale .....	65
3.5.5. Eficiencia térmica .....	65
3.6. Análisis de transferencia de calor.....	66
3.6.1 Esquema de la analogía eléctrica.....	67
3.6.2. Resolución de resistencia térmica de radiación base interna.....	69
3.6.3. Resolución de resistencia térmica de radiación base externa .....	69
3.6.4. Resistencia térmica de convección natural en la base externa .....	70

a) Número de Grashof .....	70
b) Cilindro vertical .....	71
c) Número de Rayleigh .....	71
3.6.5. Convección forzada en el interior de la base del cilindro.....	73
3.6.6. Resistencia de conducción en la base del cilindro .....	74
3.6.7. Resistencia térmica de radiación zona lateral externa .....	74
3.6.8. Resistencia térmica de radiación cilindro zona lateral interna .....	75
3.6.9. Resistencia térmica de convección natural zona externa del cilindro .....	76
3.6.10. Resistencia térmica convección forzada zona lateral interna del cilindro .....	76
3.6.11. Resistencia térmica de conducción en el cilindro .....	77
3.6.12. Cálculo de transferencia de calor en las aletas .....	78
3.6.13. Resistencia equivalente en la base del cilindro .....	81
a) Resistencia térmica en paralelo base interna.....	81
b) Resistencia térmica en paralelo base externa.....	81
c) Resistencia total en la base.....	82
3.6.14. Resistencia equivalente zona lateral del cilindro .....	82
a) Resistencia térmica en paralelo zona interna.....	82
b) Resistencia térmica en paralelo zona externa.....	82
c) Resistencia total en el cilindro .....	82
3.6.15. Temperatura interna del cilindro .....	83
a) Base interior .....	83
b) Zona lateral interior .....	83
3.7. Modelamiento termo - físico .....	83

## **CAPÍTULO 4**

### **CALCULO CINEMÁTICO**

4.1 Cálculos del movimiento alternativo en el prototipo.....	86
4.1.1. Índice del ángulo de inclinación del cigüeñal.....	88
4.1.2. Ángulo del desplazamiento de la biela .....	88
4.1.3. Desplazamiento pistón en función del ángulo del cigüeñal .....	88
4.1.4. Velocidad del pistón.....	88
4.1.5. Velocidad angular .....	89

4.1.6. Aceleración.....	89
4.2. Gráficas del movimiento alternativo.....	89
4.3. Comparación del movimiento alternativo teórico – real .....	90
4.4. Aceleración del pistón vs ángulo del cigüeñal. ....	91
4.5. Fuerza .....	92
4.6. Torque .....	93

## **CAPÍTULO 5**

### **MODIFICACIÓN, SIMULACIÓN, ANÁLISIS DE RESULTADOS, PLANOS Y FUNCIONAMIENTO**

5.1. Modificaciones del prototipo .....	96
5.2. Análisis de las modificaciones .....	97
5.2.1. Diámetro del desplazador.....	97
5.2.2. Diámetro del cilindro.....	97
5.2.3. Longitud del desplazador.....	97
5.2.4. Longitud del regenerador.....	97
5.2.5. Carrera del pistón desplazador.....	98
5.2.6. Carrera del pistón de potencia.....	98
5.2.7. Distancia pistón desplazador .....	98
5.2.8. Número de Beale.....	98
5.3. Despiece de las partes del motor .....	99
5.3.1. Introducción al uso de Solidworks .....	99
a) Módulos de Solidworks.....	99
b) Asociatividad .....	102
c) Simulación y movimiento .....	103
5.3.2. Cigüeñal .....	104
a) Acero SAE C1045 .....	105
b) Propiedades y parámetros del eje.....	107
c) Diseño .....	109
5.3.3. Bielas.....	113
5.3.3. Pistón de potencia .....	114
a) Anillos de pistón .....	115

5.3.5. Volante de inercia.....	116
5.3.6. Cilindro .....	118
a) Latón C268.....	119
5.3.7. Aletas.....	120
a) Aluminio 1100.....	121
5.3.8. Desplazador .....	123
a) Acero SAE 1010.....	123
5.4. Armado del conjunto de partes.....	124
5.5. Simulación del motor .....	127
5.6. Lubricación .....	129
5.7. Restricciones .....	129
5.8. Análisis de resultados.....	130
5.9. Planos de construcción.....	131

## **CAPÍTULO 6**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

6.1. Conclusiones .....	132
6.2. Recomendaciones.....	137
Referencias bibliográficas.....	139
Referencias de internet .....	141
Anexos .....	142

## ÍNDICE DE TABLAS

Orden	Contenido	PÁG.
2.1.	Comparación entre el ciclo de Carnot y el ciclo Stirling .....	21
2.2	Tabla de parámetros de análisis para movimiento alternativo.....	23
2.3.	Parámetros del motor .....	35
2.4.	Características del motor .....	51
2.5.	Materiales del motor .....	51
2.6	Especificaciones del prototipo .....	52
2.7.	Tabla de medición .....	52
3.1.	Especificaciones del prototipo existente.....	56
3.2.	Resultados del Método Schmidt.....	57
3.3.	Tabla de valores para diagrama P-V Schmidt .....	61
3.4.	Parámetros necesarios para Beale .....	64
3.5	Parámetros para análisis de transferencia de calor en el cilindro.....	68
3.6.	Parámetros para el análisis de transferencia de calor en la base del cilindro ...	68
3.7.	Parámetros para el análisis de transferencia de calor zona lateral sin aletas ...	68
3.8.	Parámetros para resolución de resistencia térmica radiación base interna.....	69
3.9.	Resultados de la resistencia térmica radiación base interna .....	69
3.10.	Resultados de la resistencia térmica radiación base externa .....	70
3.11	Datos y resultados transferencia de calor convección natural.....	71
3.12	Datos y resultados del cálculo por conveccion natural .....	72
3.13	Parametros necesarios cálculo conveccion forzada interior base del cilindro ..	73
3.14	Parametros para el cálculo conveccion forzada en interior base del cilindro....	73
3.15	Resultados convección forzada interior base del cilindro .....	74
3.16	Parámetros necesarios para el cálculo conducción interior base del cilindro ...	74
3.17	Resultado resistencia térmica de conducción.....	74
3.18	Parámetros necesarios cálculo radiación térmica zona externa lateral cilindro	75
3.19	Resultado resistencia radiación zona externa lateral cilindro .....	75
3.20	Parámetros necesarios cálculo radiación térmica zona interna lateral cilindro.	75
3.21	Resultado resistencia radiación zona interna lateral cilindro .....	76
3.22	Parámetros necesarios cálculo convección natural zona externa cilindro .....	76
3.23	Resultados convección forzada zona lateral interna del cilindro .....	77

3.24 Datos y resultados del cálculo de conducción en el cilindro .....	77
3.25 Parámetros necesarios cálculo calor en la zona aleteada.....	79
3.26 Parámetros necesarios cálculo zona aleteada .....	80
3.27 Resultado zona aleteada del cilindro.....	80
3.28 Resultado zona de ranura aleteada.....	81
3.29 Parámetros para el modelamiento termo - físico .....	84
4.1 Tabla de parámetros de análisis para movimiento alternativo.....	87
4.2 Cálculos del movimiento alternativo del prototipo Stirling.....	87
4.3 Tabla comparativa movimiento rotacional desplazamiento .....	91
4.4 Tabla comparativa movimiento rotacional aceleración .....	92
4.5 Tabla de datos para el cálculo de la fuerza y torque aplicada al motor .....	93
4.6 Tabla de resultados del cálculo de la fuerza y torque.....	94
5.1 Parámetros modificados del prototipo .....	96
5.2 Análisis típico.....	106
5.3 Propiedades mecánicas Acero SAE 1045.....	106
5.4 Tratamiento térmico.....	107
5.5 Propiedades del eje .....	107
5.6 Eje principal .....	107
5.7 Parámetros del eje .....	107
5.8 Resultados Von Mises.....	109
5.9 Desplazamientos del eje.....	110
5.10 Composición química .....	119
5.11 Propiedades físicas típicas.....	119
5.12 Propiedades mecánica típicas.....	120
5.13 Composición química .....	121
5.14 Propiedades mecánicas del Aluminio 1100.....	122
5.15 Propiedades mecánicas y químicas ACERO SAE 1010 .....	124
6.1 Cuadro comparativo de las variables y parámetros finales .....	135



## ÍNDICE DE FIGURAS

<u>Orden</u>	<u>Contenido</u>	<u>Pág.</u>
2.1	Máquina térmica .....	6
2.2	Motor combustión externa .....	7
2.3	Motor Stirling tipo alfa .....	9
2.4	Motor Stirling tipo beta.....	10
2.5	Motor Stirling tipo gamma.....	11
2.6	Motor Stirling tipo beta.....	12
2.7	Ciclo del motor Stirling tipo beta .....	13
2.8	Calentamiento Isocórico .....	13
2.9	Expansión Isotérmica .....	14
2.10	Enfriamiento Isocórico .....	14
2.11	Compresión Isotérmica.....	15
2.12	P-V Ciclo de Carnot.....	16
2.13	Diagrama P-V ciclo de Carnot.....	20
2.14	Diagrama P-V ciclo Stirling.....	20
2.15	Representación esquemática del mecanismo biela - manivela .....	22
2.16	Diagrama P-V mostrando equivalencias de áreas mediante la presión media. 26	
2.17	Efectos de la transferencia imperfecta de calor.....	27
2.18	Efectos de fuga del fluido de trabajo .....	28
2.19	Efectos de desviaciones de la operación del ciclo ideal .....	30
2.20	Efecto del volumen muerto en trabajo por ciclo.....	31
2.21	Movimientos y volúmenes internos del motor.....	34
2.22	Nomenclatura método Schmidt .....	34
2.23	Número de Beale con respecto a la temperatura de la fuente caliente .....	39
2.24	Plataforma solar de Almería .....	43
2.25	Motor Stirling en microgenerador .....	44
2.26	Motor Stirling en barcos y submarinos.....	45
2.27	Vehículo híbrido (Stirling).....	45
2.28	Cámara de aire.....	51

3.1 Especificaciones del prototipo existente .....	56
3.2 Diagrama P - V .....	62
3.3 Movimiento del pistón y cigüeñal.....	62
3.4 Número de Beale.....	64
3.5 Esquema físico del foco caliente y foco frío.....	66
3.6 Circuito térmico equivalente .....	67
3.7 Variables para la resolución de las aletas .....	78
4.1 Esquema del mecanismo pistón - biela manivela.....	86
4.2 Variación en el desplazamiento del pistón respecto al ángulo del cigüeñal .....	89
4.3 Aceleración - ángulo de la manivela.....	90
4.4 Desplazamiento del pistón – ángulo del cigüeñal.....	90
4.5 Aceleración vs ángulo del cigüeñal .....	91
4.6 Diagrama de torque vs ángulo del cigüeñal.....	95
5.1 Logotipo de Solidworks 2010.....	99
5.2 Módulos de Solidworks.....	100
5.3 Base de cañería de desagüe.....	100
5.4 Ensamblaje del grifo y las llaves.....	101
5.5 Armado final .....	101
5.6 Dibujo en 2D generado a partir de un modelo 3D .....	102
5.7 Asociatividad de los modelos .....	103
5.8 Eje principal .....	105
5.9 Propiedades físicas del material.....	108
5.10 Tensiones de Von Mises .....	110
5.11 Deflexión en el eje principal.....	111
5.12 Deformaciones .....	112
5.13 Factor de seguridad.....	112
5.14 Biela.....	114
5.15 Pistón de potencia .....	115
5.16 Volante de inercia .....	116
5.17 Material del volante de inercia .....	117
5.18 Propiedades físicas del volante de inercia.....	117
5.19 Cilindro .....	118

5.20 Cilindro aleteado.....	121
5.21 Pistón desplazador .....	123
5.22 Vista isométrica del armado del motor Stirling.....	125
5.23 Vista superior del armado del motor Stirling.....	125
5.24 Vista frontal del armado del motor Stirling.....	126
5.25 Motor armado .....	126
5.26 Motor armado en transparencia.....	127
5.27 Parámetros de RPM y gravedad .....	128
5.28 Simulación del movimiento del motor .....	128

## ANEXOS

- A1.** PLANO PROTOTIPO STIRLING
- A2.** PLANO DEL ENFRIADOR DEL PROTOTIPO STIRLING
- A3.** ORGANIGRAMA DE LA GENERACIÓN ELÉCTRICA CON MOTOR STIRLING
- A4.** PROYECTO COLECTOR SOLAR STIRLING
- A5.** COMPARACIÓN DE MOTORES STIRLING
- A6.** ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING
- A7.** VOLUMEN DESPLAZADO POR EL PISTÓN DESPLAZADOR
- A8.** MÉTODO SCHMIDT PARA EL PROTOTIPO EXISTENTE
- A9.** MÉTODO SCHMIDT PARA DIFERENTE ÁNGULO DEL CIGÜEÑAL
- A10.** ECUACIÓN DE BEALE – PROTOTIPO EXISTENTE
- A11.** TRANSFERENCIA DE CALOR - PROTOTIPO EXISTENTE
- A12.** MOVIMIENTO ALTERNATIVO PARA DIFERENTE ANGULO DE FASE PROTOTIPO STIRLING
- A13.** FUERZA Y TORQUE PARA DIFERENTE ÁNGULO DE FASE PROTOTIPO STIRLING
- A14.** CÁLCULOS DE MOTOR STIRLING PARA GENERAR 70 We
- A15.** MANUAL DE USUARIO DE SOLIDWORKS
- A16.** CÁLCULOS PARA DISEÑO DEL EJE
- A17.** RODAMIENTO DE BOLAS DE EMPUJE
- A18.** TABLA DE PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE SÓLIDOS METÁLICOS SELECCIONADOS
- A19.** TABLA DE PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE GASES A PRESIÓN ATMOSFÉRICA
- A20.** PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

## NOMENCLATURA

<b>LR:</b>	Longitud del regenerador, mm.
<b>Ld:</b>	Longitud del desplazador, mm.
<b>dcd :</b>	Distancia cilindro-desplazador, mm.
<b>dpp :</b>	Distancia pistón-desplazador, mm.
<b>HD :</b>	Volumen muerto en la zona de alta temperatura, mm <sup>3</sup> .
<b>RD :</b>	Volumen muerto del regenerador, mm <sup>3</sup> .
<b>CD :</b>	Volumen muerto en la zona de baja temperatura, mm <sup>3</sup> .
<b>VL :</b>	Máximo volumen caliente, mm <sup>3</sup> .
<b>AL :</b>	Ángulo de fase, °.
<b>VK :</b>	Máximo volumen frío asociado con el desplazador, mm <sup>3</sup> .
<b>VP :</b>	Máximo volumen frío asociado con el pistón, mm <sup>3</sup> .
<b>H(N) :</b>	Volumen caliente para algún ángulo F, mm <sup>3</sup> .
<b>C(N) :</b>	Volumen frío para algún ángulo F, mm <sup>3</sup> .
<b>V(N) :</b>	Volumen total del gas para algún ángulo F, mm <sup>3</sup> .
<b>Vmax :</b>	Volumen máximo del gas, mm <sup>3</sup> .
<b>Vmin :</b>	Volumen mínimo del gas, mm <sup>3</sup> .
<b>M :</b>	Masa del gas, Kg.
<b>P(N) :</b>	Presión en algún ángulo del cigüeñal, MPa.
<b>W1 :</b>	Trabajo según Schmidt, J.
<b>Bn :</b>	Número de Beale.
<b>η :</b>	Eficiencia térmica del motor.
<b>Tamb :</b>	Temperatura ambiente, °C.
<b>Dp :</b>	Diámetro del pistón, mm.
<b>Dd :</b>	Diámetro del desplazador, mm.

<b>C :</b>	Carrera del pistón, mm.
<b>Cd :</b>	Carrera del desplazador, mm.
<b>Vmh :</b>	Volumen muerto foco caliente, mm <sup>3</sup> .
<b>Vml :</b>	Volumen muerto foco frío, mm <sup>3</sup> .
<b>R :</b>	Constante universal de los gases, J/Kg.°K.
<b>Patm :</b>	Presión atmosférica de Quito, MPa.
<b>Pm :</b>	Presión media, MPa.
<b>Tmax:</b>	Temperatura máxima, °K.
<b>Tmin :</b>	Temperatura mínima, °K.
<b>e :</b>	Espesor del cilindro, mm.
<b>r :</b>	Radio del cigüeñal, mm.
<b>L :</b>	Longitud de la biela, mm.
<b>α :</b>	Desplazamiento angular del cigüeñal, °
<b>n :</b>	Número de revoluciones del cigüeñal, rpm.
<b>VI :</b>	Velocidad lineal, m/s.
<b>Vmp :</b>	Velocidad media del pistón, m/s.
<b>ω :</b>	Velocidad angular, rad/s.
<b>a :</b>	Aceleración, m <sup>2</sup> /s.
<b>DEC :</b>	Diámetro exterior del cilindro, mm.
<b>DD :</b>	Diámetro del eje del desplazador, mm.
<b>DC :</b>	Diámetro interior del cilindro, mm.

## RESUMEN

En esta investigación presentamos el análisis, cálculos, modificaciones y simulaciones para alcanzar el objetivo principal que es generar (70 We).

Se partió de varios puntos, a continuación los más relevantes: ciclo Stirling, movimiento alternativo, efecto de la transferencia de calor, ciclo Schmidt, ecuación de Beale

Con el conocimiento de datos como son la temperatura del foco frío de (50°C), del caliente (700°C), de la temperatura ambiente, carreras, longitudes, configuraciones, diámetros, revoluciones del motor (2000 rpm), presión en la ciudad de Quito (72794 Pa), y el aire como fluido de trabajo, se realizó el estudio del prototipo existente, el cual se determinó que podrá entregar (30 We) como máximo, por lo que fue necesario realizar modificaciones para aumentar la potencia en un 134%, estas son aumento de diámetros, carreras, longitudes, adoptando criterios como la mínima distancia pistón – desplazador, y el aumento del número de Beale a 0.14.

Las modificaciones no serían factibles de ser realizadas en el prototipo existente, por ello se realizó un nuevo diseño que alcanzará el aumento de potencia a (70 We).

# INTRODUCCIÓN

Nuestra investigación la hemos desarrollado en seis capítulos, los cuales contienen toda la información necesaria para comprender el desarrollo del modelamiento energético y mecánico de un motor Stirling tipo Beta, y estos están detallados a continuación:

En el primer capítulo describimos los antecedentes del motor Stirling dando un entorno de cómo ha evolucionado a través de los años y como ha ido desarrollándose tecnológicamente, presentamos los objetivos del proyecto, justificación e importancia para implantar esta tecnología que emplea energías alternativas no convencionales de generación eléctrica.

En el segundo capítulo redactamos el marco teórico de los principales elementos y conceptos que se relacionan y conforman este motor con el fin de poder entenderlo, entre los cuales tenemos: máquina térmica, motores de combustión externa, tipos de motores Stirling con sus características, principio de funcionamiento, eficiencia térmica, y herramientas científicas las cuales nos permitieron el desarrollo del modelamiento tanto energético y mecánico como son: el movimiento alternativo, ciclo de Schmidt, transferencia de calor en el calentamiento y enfriamiento, efecto de los volúmenes muertos, regenerador, ecuación de Beale, y por último las ventajas y desventajas de este tipo de motor.

En el tercer capítulo realizamos el análisis térmico del motor basándonos en una secuencia de cálculos termodinámicos elementales, permitiéndonos identificar los parámetros térmicos indispensables y restrictivos para este tipo de motor, continuamos con el ciclo Schmidt que nos proporciona dimensiones, características de diseño para llegar a un trabajo útil deseado, seguido de la ecuación de Beale la cual nos permite identificar la potencia que nos va a entregar este prototipo, los efectos de transferencia de calor y el modelamiento termo - físico también se encuentran en este capítulo.



En el cuarto capítulo realizamos el cálculo cinemático, donde nos enfocamos en el movimiento alternativo, este nos permite identificar características mecánicas indispensables de diseño como son: desplazamientos, velocidad y aceleración del pistón de acuerdo a los desplazamientos angulares del cigüeñal para poder evitar en lo posible que exista pérdidas de potencia por fricción de los elementos que entran en funcionamiento, también se realiza el cálculo de la fuerza y torque que posee el motor.

En el quinto capítulo se realizó una comparación del prototipo existente con nuestro estudio, dando las modificaciones necesarias para que el motor alcance los 70 We, mostramos también un despiece y armado del conjunto de partes del motor con sus respectivos planos de construcción, especificando cada uno de sus elementos con el material más idóneo por peso, costo y disponibilidad en el mercado, para que cumplan a cabalidad con un correcto desempeño sin sufrir fallas, para ello simulamos el motor en el programa informático SolidWorks, al final de este capítulo se hizo un análisis de resultados obtenidos con sus respectivas restricciones.

En el sexto capítulo damos las conclusiones y recomendaciones necesarias para este tipo de proyectos teniendo en cuenta el estudio presentado, con los análisis, cálculos, modificaciones y simulaciones obtenidas.

# CAPÍTULO 1

## GENERALIDADES

### 1.1. ANTECEDENTES

La existencia de un prototipo de Motor Stirling Tipo Beta, del cual se desconoce su potencia y al carecer de un estudio previo relacionado con análisis mecánico, térmico, solo contando con datos como son temperaturas, materiales de los elementos, revoluciones, verificar si logra satisfacer la potencia requerida de 70 We, para lo cual hemos realizado un estudio de esta clase de motores.

Una de las tecnologías de mayor interés dentro del campo de las energías renovables es la relacionada con la energía solar termoeléctrica, donde se investiga la factibilidad de utilización de la radiación solar térmica de alta temperatura para la generación de electricidad, sin emitir sustancias radioactivas, ni contaminantes.

El motor Stirling es posterior a la máquina de vapor y fue inventado en 1816 por Robert Stirling, reverendo escocés. El objetivo era tener un motor menos peligroso que la máquina de vapor, el segundo más antiguo motor primario. Desde el principio el motor Stirling tiene una eficacia superior a la máquina de vapor, de un motor de gasolina o diesel. La energía térmica del motor Stirling se convierte en trabajo mecánico

El ciclo Stirling teórico trabaja con un gas ideal y tiene la misma ecuación de rendimiento que la de Carnot, que es el máximo rendimiento que puede tener un motor térmico<sup>1</sup>.

$$\eta = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (1.1)$$

Donde:

**T<sub>c</sub>**: Temperatura de aire frío

**T<sub>h</sub>**: Temperatura de aire caliente

El motor Stirling puede funcionar con fuentes de calor arbitraria. Este hecho hace posible una multiplicidad de aplicaciones para esta máquina. Una aplicación muy interesante y la cual no tiene un impacto ambiental, es la generación de electricidad con energía solar.

Otras fuentes de energía para el motor Stirling es la utilización del calor residual por ejemplo; de la industria del vidrio, el gas de la fermentación, la biomasa, la quema de madera. Es muy importante para el motor Stirling que los gases de combustión calientes, que llegan al calentador de los motores Stirling no contengan las cenizas volantes, alquitrán u otras impurezas, que pueden alterar la transición del calor.

## 1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La existencia de un prototipo de Motor Stirling Tipo Beta construido en los talleres TESUD para el DECEM, que carece de un estudio previo relacionado con un análisis térmico, mecánico y simulaciones, del cual también se desconoce la potencia que este genera y al solo contar con información como planos del conjunto, material de los elementos, temperaturas del foco frío y caliente, fluido de trabajo, revoluciones, y

---

<sup>1</sup> Cengel. Y., Transferencia de Calor, P. 84

con el dimensionamiento deducido respectivo comprobar si logra producir 70 We. De no cumplir esta meta será necesario realizar un nuevo diseño con el dimensionamiento adecuado de los componentes y mejorar las condiciones de trabajo, especificando en cada uno de sus elementos las nuevas modificaciones con sus respectivas justificaciones tanto mecánicas como termodinámicas. A continuación en estos anexos se podrá observar los planos del prototipo.

**(VÉASE EL ANEXO 1 PLANO PROTOTIPO STIRLING y ANEXO 2 PLANO DEL ENFRIADOR DEL PROTOTIPO STIRLING).**

## **1.3. OBJETIVOS**

### **1.3.1. GENERAL**

Realizar el modelamiento energético y mecánico de un motor Stirling tipo Beta que aproveche la radiación Solar Térmica de Alta temperatura, para la generación de 70 We mediante herramientas informáticas como es el SolidWorks.

### **1.3.2. ESPECÍFICOS DEL PROYECTO**

- Determinar parámetros funcionales preliminares del motor Stirling tipo Beta.
- Realizar la esquematización de los componentes del motor Stirling tipo Beta.
- Modelar el sistema energético considerando aspectos termo-físicos y mecánicos para el funcionamiento de la unidad.
- Desarrollar los conceptos tecnológicos necesarios para la fabricación del motor Stirling tipo Beta de 70 We.

## **1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

En el área de las energías renovables existen muchos tipos de aprovechamiento, o más precisamente fuentes de energía alternativas, las que puede suplir a las

energías o fuentes energéticas actuales, ya sea por su menor efecto contaminante, o fundamentalmente por su posibilidad de renovación, para la cual incursionaremos en este campo.

El concepto de "crisis energética" aparece cuando las fuentes de energía de las que se abastece la sociedad se agotan. Un modelo económico como el actual, cuyo funcionamiento depende de un continuo crecimiento, exige también una demanda igualmente creciente de energía. Puesto que las fuentes de energía fósil y nuclear son finitas, es inevitable que en un determinado momento la demanda no pueda ser abastecida y todo el sistema colapse, salvo que se descubran y desarrollen otros nuevos métodos para obtener energía.

La utilización de las energías no convencionales no es una mera clasificación, sino que representa un cambio que necesariamente tendrá que producirse durante este siglo, una alternativa es la generación de electricidad con energía solar térmica con colector parabólico puntual y motor Stirling.

Para la generación de electricidad con energía solar térmica es necesario seguir un proceso para los cuales se necesitan los siguientes componentes: un colector parabólico con un sistema de seguimiento en tres dimensiones con sensores de radiación solar, un motor Stirling que recepte la radiación solar y un alternador capaz de transformar la energía mecánica a energía eléctrica. En los siguientes anexos se podrá observar un organigrama del megaproyecto de generación eléctrica por medio de radiación solar de alta temperatura y del megaproyecto culminado.

**(VÉASE EL ANEXO 3 ORGANIGRAMA DE LA GENERACIÓN ELÉCTRICA CON MOTOR STIRLING y ANEXO 4 PROYECTO COLECTOR SOLAR STIRLING).**

## CAPÍTULO 2

### MARCO TEÓRICO

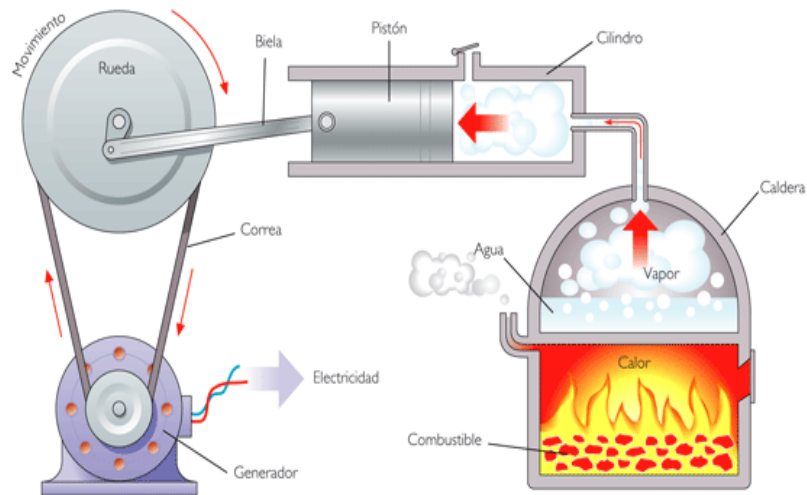
#### 2.1. MÁQUINA TÉRMICA

Es un conjunto de elementos interactuantes capaces de llevar a cabo la transformación de calor en trabajo mecánico, el proceso a partir de cual se produce el trabajo es siempre un ciclo termodinámico cerrado a través de la transferencia de calor desde un cuerpo a temperatura elevada hacia un cuerpo a baja temperatura, ganando y perdiendo calor en las diversas etapas del ciclo de trabajo llegando siempre al inicio del ciclo sin haber sufrido cambio alguno y pudiendo haber cambios durante el proceso pero los cuales no deberán ser permanentes, si se utiliza el ciclo inverso usando trabajo para aumentar la energía interna del fluido será una máquina térmica generadora. Además estas máquinas son de fluido compresible.

De manera específica, una máquina térmica es un dispositivo que opera en un ciclo y produce trabajo total positivo, mientras intercambia calor a través de sus límites.<sup>2</sup>

---

<sup>2</sup> Z. Black; G. Hartley, Termodinámica, P. 269



**Figura 2.1** Máquina Térmica

De la segunda ley de la termodinámica, que sostiene que ninguna máquina térmica puede transformar en energía mecánica todo el calor que se transfiere en el proceso de operación, se deriva el concepto de eficiencia térmica ( $N$ ), el cual se define como el cociente del trabajo obtenido y el calor que se le suministra.<sup>3</sup>

$$N = \frac{W}{Q} \quad (2.1)$$

Dónde:

**W:** Trabajo obtenido

**Q:** Calor que se le suministra

## 2.2. MOTORES DE COMBUSTIÓN EXTERNA

Son las máquinas que experimentan la combustión en un entorno abierto, la producción de calor por medio de combustibles, o el sol para calentar los diferentes fluidos de trabajo, con poca emisión de contaminantes y así transformar la energía calorífica en energía mecánica.

---

<sup>3</sup> Z. Black; G. Hartley, Termodinámica, P. 269

Los motores de combustión externa también pueden utilizar gas como fluido de trabajo (aire, H<sub>2</sub> y He los más comunes) como en el ciclo termodinámico Stirling.<sup>4</sup>

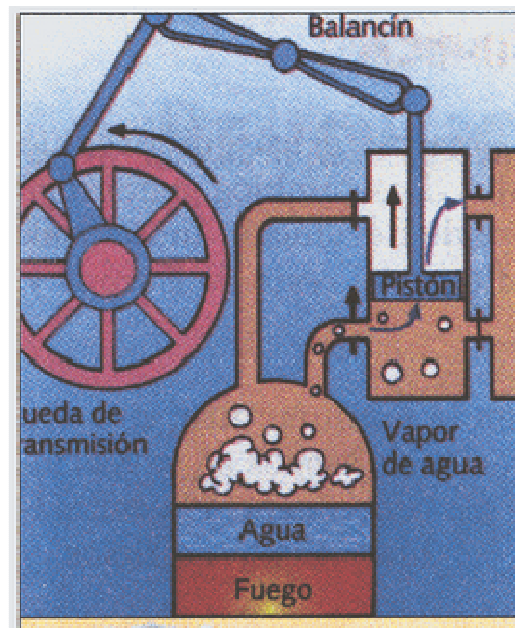


Figura 2.2 Motor Combustión Externa

### 2.3. MOTOR STIRLING

Es una máquina de combustión externa, que puede aprovechar diversas fuentes de energía como calor residual de origen industrial, fuentes de energía alternativas a los combustibles fósiles, combustión de todo tipo de materiales, energía solar térmica, uso de la biomasa, energía geotérmica e incluso el originado en procesos de fisión nuclear, teniendo la capacidad de convertir el trabajo en calor o viceversa a través de un ciclo termodinámico regenerativo, con compresión y expansión cíclicas del fluido de trabajo, el cual se encuentra contenido en el interior de dicho motor, normalmente (helio, hidrógeno, nitrógeno o aire), el cual opera entre dos temperaturas la del foco frío y la del foco caliente, necesariamente debiendo de existir diferencia de temperaturas entre los dos focos.

---

<sup>4</sup>Web: <http://jaimemotordisel.blogspot.com>



El motor Stirling no contamina, es autónomo, silencioso y especialmente idóneo para la refrigeración.

### **2.3.1. TIPOS DE MOTORES STIRLING**

Todos los motores Stirling tienen un funcionamiento similar, pero se pueden clasificar en diferentes tipos según la posición del pistón de potencia y el desplazador.

#### **(VÉASE EL ANEXO 5 COMPARACIÓN DE MOTORES STIRLING)**

Los diferentes tipos de motores son:

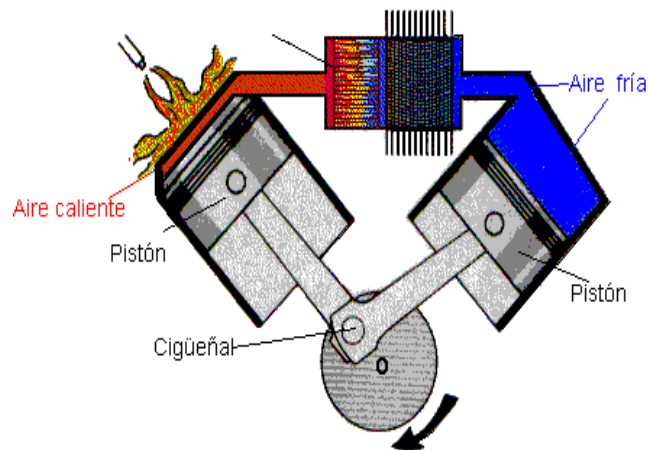
- Motor Stirling Tipo Alfa
- Motor Stirling Tipo Beta
- Motor Stirling Tipo Gamma

#### **a) Motor Tipo Alfa**

Este motor consta de dos cilindros desfasados entre sí  $90^\circ$  y conectados por un cigüeñal que hace que la relación potencia/volumen sea bastante alta, consta de un cilindro donde se sitúa la zona fría, y otro donde se sitúa la zona caliente, en los dos cilindros siempre habrá pérdida de aire, en el cilindro caliente la pérdida de aire debido a la expansión es mayor que la del cilindro frío.<sup>5</sup>

---

<sup>5</sup>Web: <http://personales.able.es/jgros/alfa.htm>



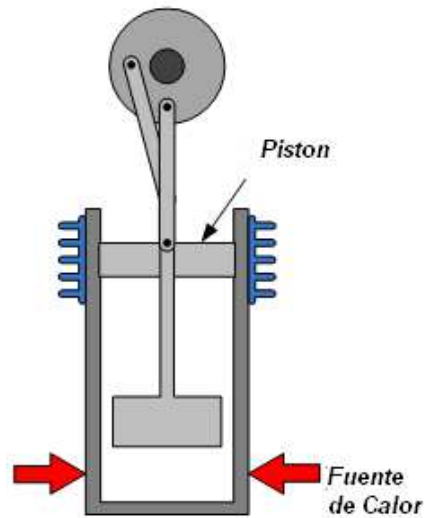
**Figura 2.3** Motor Stirling Tipo Alfa

### **b) Motor Tipo Beta**

Este tipo de motor tiene como principal característica un solo cilindro con dos zonas, una caliente y otra fría. En el interior del cilindro también se encuentra un desplazador que posibilita el movimiento de aire, y concéntrico con este, se encuentra el pistón de potencia, cuyo movimiento está desfasado  $90^\circ$  respecto al desplazador. Este tipo de motor trabaja como un sistema de ciclo cerrado que le permite que sea el más eficaz. Todo lo que se añade al sistema es de alta temperatura, temperatura constante, y todo lo que se elimina del sistema es de baja temperatura (residuos) de calor, además consta de cuatro fases. Si no existe regenerador, el motor también funciona, pero su rendimiento es inferior.<sup>6</sup>

---

<sup>6</sup>Web: <http://personales.able.es/jgros/beta.htm>



**Figura 2.4** Motor Stirling Tipo Beta

### **c) Motor Tipo Gamma**

Este motor es derivado del beta, el cual se diferencia por poseer dos cilindros separados, unidos por un cigüeñal, en uno se sitúa el desplazador y en otro el pistón de potencia desfasados a  $90^\circ$ .

Los sistemas para enfriar y calentar son idénticos a los del tipo beta, pero su potencia es menor, siendo menos eficaz termodinámicamente debido a que la expansión de trabajo se realiza en su totalidad a una temperatura más baja.<sup>7</sup>

---

<sup>7</sup>Web: <http://personales.able.es/jgros/gamma.htm>

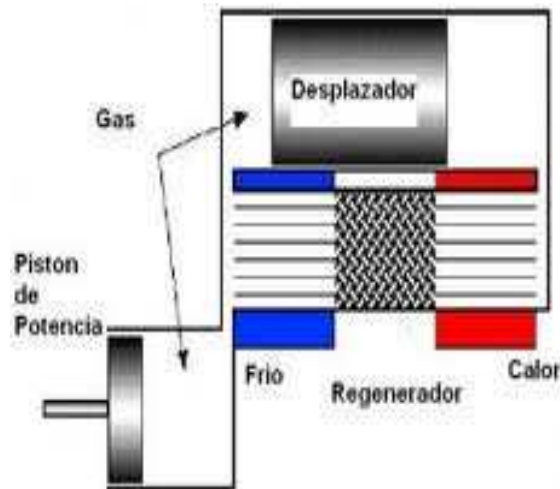


Figura 2.5 Motor Stirling Tipo Gamma

## 2.4. MOTOR STIRLING TIPO BETA

El motor Stirling tipo beta está compuesto de un cilindro, en su interior hay un pistón de potencia que aprovecha el trabajo generado y un desplazador, cuyo objetivo es desplazar el gas de trabajo a volumen constante, este desplazador y pistón de potencia están conectados mediante un cigüeñal especial de movimiento, desfasándolos  $90^\circ$  entre ambos, esto permite el funcionamiento del motor<sup>8</sup>.

**(VÉASE EL ANEXO 6 ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING)**

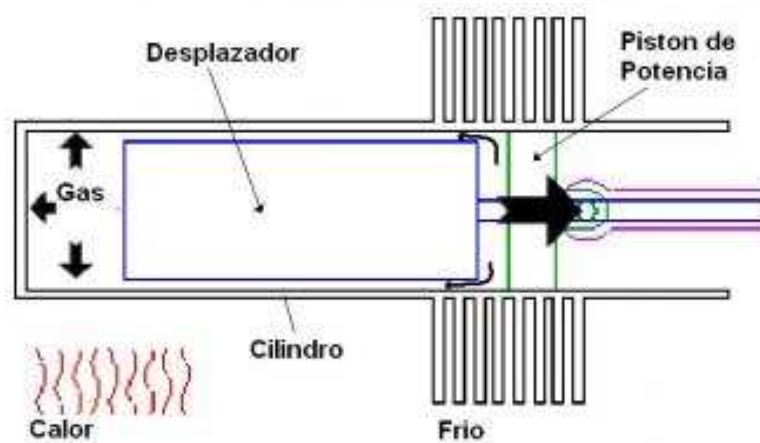
Este motor hace que el fluido de trabajo, cumpla con un ciclo cerrado en dos zonas: una caliente y una fría

La zona caliente se encuentra a una elevada temperatura producida por diferentes formas de energía como son la térmica (solar), química (combustión), geotérmica, etc.

---

<sup>8</sup>Web: <http://es.scribd.com/doc/42165091/1-6-Motor-Stirling>

Entre la zona fría y caliente hay un regenerador (en motores pequeños no existe debido a que solo tienen una pequeña holgura para permitir el paso de aire), que es el encargado de refrigerar el gas de trabajo, puede estar compuesto por aletas, circulación de agua, etc.



**Figura 2.6** Motor Stirling Tipo Beta

Estos motores no pueden arrancar en frío, esta característica influye enormemente en la poca difusión que ha tenido este motor en las industrias que requieren “respuesta al instante”, sin embargo estos son más eficientes, siendo su rendimiento por unidad de combustible mayor, y menos ruidosos que los motores de combustión interna, su potencia es mucho menor por unidad de peso, puesto que son más pesados y voluminosos.

Esta tecnología es actualmente utilizada para generar electricidad por medio de concentradores solares, aprovechando su mayor eficiencia.

## 2.4.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

El motor Stirling presenta el siguiente funcionamiento, compuesto de cuatro fases:<sup>9</sup>

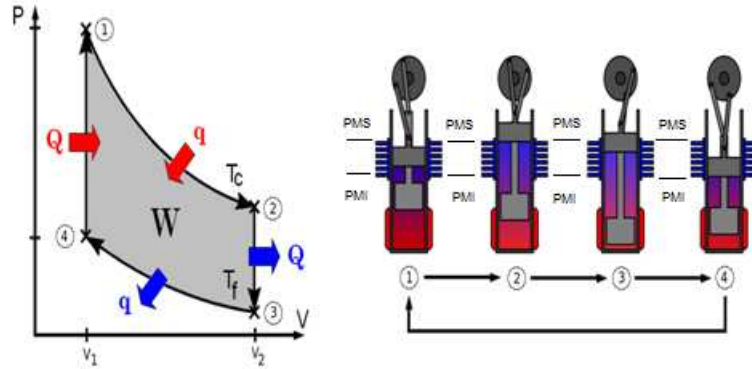


Figura 2.7 Ciclo del Motor Stirling Tipo Beta

### a) Fase 1

Esta fase está comprendida entre los procesos 4-1 (calentamiento Isocórico), donde el pistón de potencia se encuentra en el punto muerto inferior (P.M.I.) y el aire en el interior del cilindro se encuentra comprimido, con alta temperatura y con alta presión.

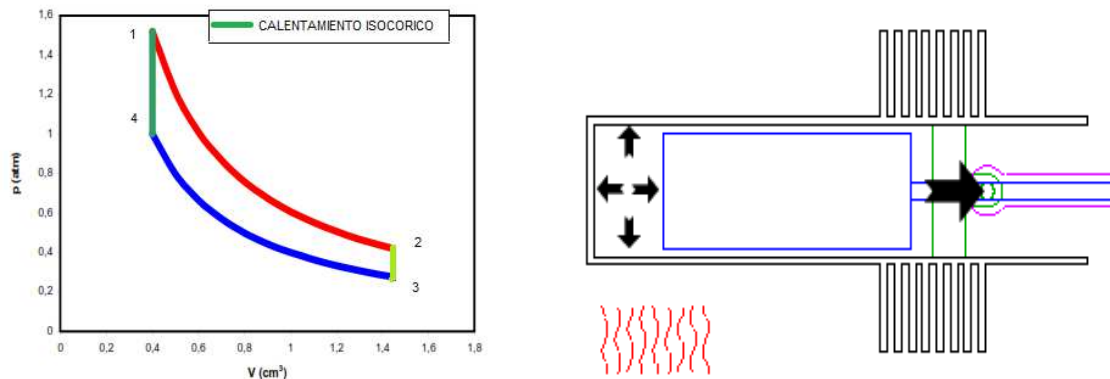


Figura 2.8 Calentamiento Isocórico

<sup>9</sup>Web: <http://fisicaexpdemostrativos.uniandes.edu.co/MotorStirling.html>

### b) Fase 2

Esta fase está comprendida entre los procesos 1-2 (Expansión Isotérmica), donde el gas de trabajo se encuentra en la zona de calentamiento expandiéndose, aumentando el volumen, disminuyendo la presión a temperatura constante, provocando que el pistón de potencia se mueva hasta el máximo de su recorrido (P.M.S.). Esto deriva en un giro de un cuarto de vuelta del cigüeñal.

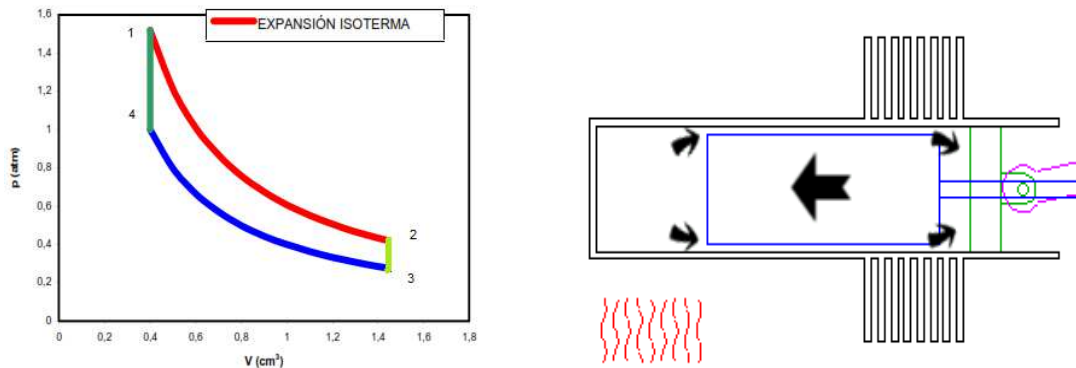


Figura 2.9 Expansión Isotérmica

### c) Fase 3

Esta fase está comprendida entre los procesos 2-3 (Enfriamiento Isocórico), debido a que el aire queda expuesto a la región fría del cilindro el pistón de desplazamiento baja rápidamente hacia la región caliente del cilindro permitiendo que la temperatura y la presión del aire disminuyan.

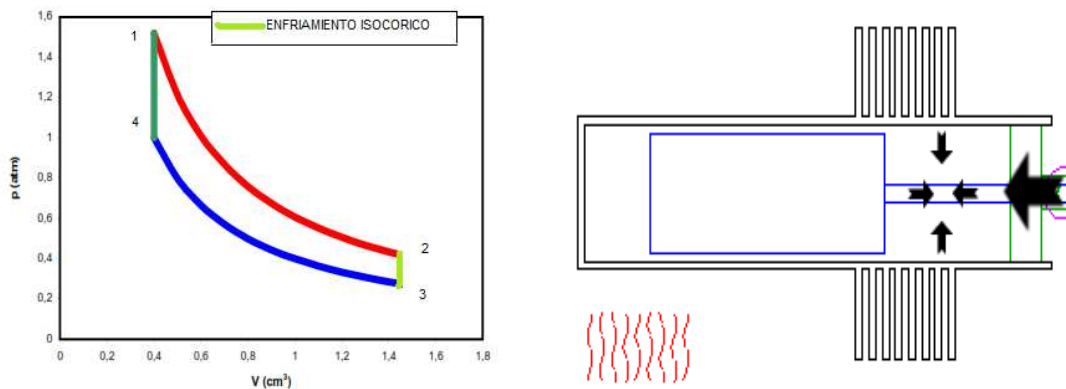
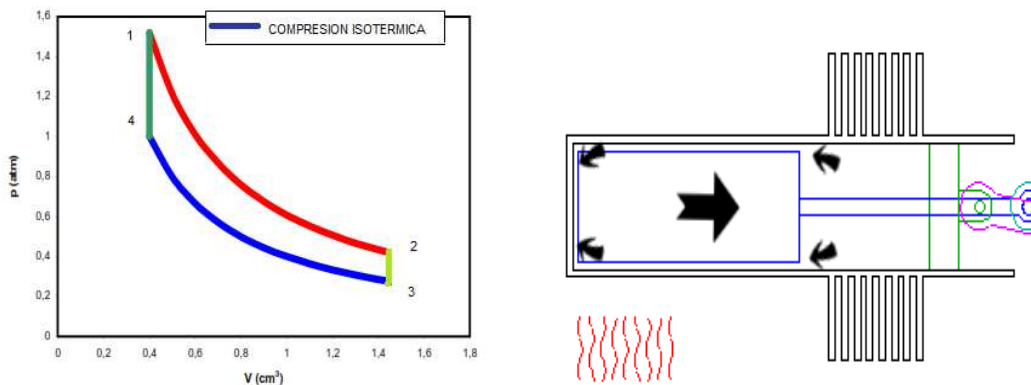


Figura 2.10 Enfriamiento Isocórico

#### d) Fase 4

Esta fase está comprendida entre los procesos 3-4 (Compresión Isotérmica), en este punto, el volante conectado al cigüeñal que sincroniza el movimiento de los pistones lleva suficiente inercia para hacer que el pistón de potencia realice trabajo sobre el sistema comprimiendo el aire.



**Figura 2.11** Compresión Isotérmica

Una vez que el pistón de potencia comienza a bajar hacia PMI, el pistón de desplazamiento comienza a subir rápidamente hacia la región fría del cilindro quedando el aire expuesto a la región caliente, aumentando su presión a temperatura constante hasta llegar al estado inicial, en el que el pistón de potencia se encuentra en el P.M.I para repetir el ciclo. <sup>10</sup>

---

<sup>10</sup>Web: <http://almadeherrero.blogspot.com>



## 2.4.2. CICLO DE CARNOT

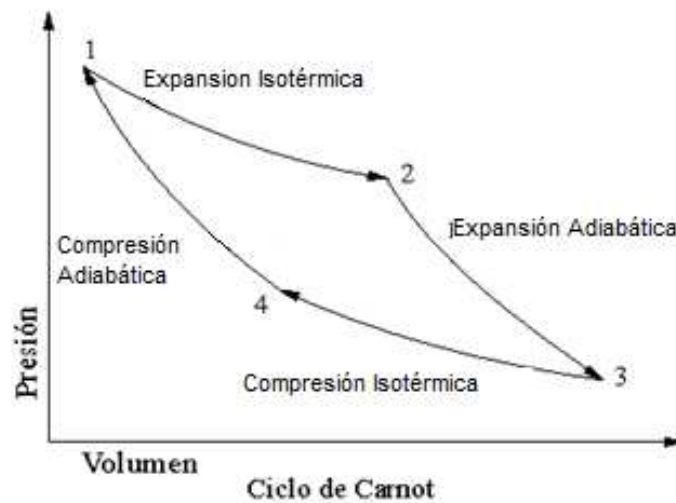


Figura 2.12 P-V Ciclo de Carnot

La máquina térmica que opera con más eficiencia entre un depósito de alta temperatura y un depósito de baja temperatura es la máquina de Carnot. Esta es una máquina ideal que utiliza procesos reversibles para formar su ciclo de operación; por esto recibe el nombre de máquina reversible. Determinaremos la eficiencia de la máquina de Carnot y también evaluaremos su operación invertida. La máquina de Carnot es muy útil, puesto que su eficiencia establece la máxima eficiencia posible de cualquier máquina real. Si la eficiencia de una máquina real es considerablemente menor que la eficiencia de una máquina de Carnot que opera entre los mismos límites, entonces pueden ser posibles otras mejoras.

El ciclo de Carnot está compuesto de los siguientes cuatro procesos reversibles, usando un gas ideal como sustancia de trabajo:

1-2 Expansión Isotérmica. Se transfiere calor en forma reversible del depósito de alta temperatura a la temperatura constante  $T_H$ . El pistón en el cilindro se saca y el volumen aumenta.

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

3-4 Compresión Isotérmica. Se transfiere calor en forma reversible al depósito de baja temperatura a la temperatura constante  $T_L$ . El pistón comprime la sustancia de trabajo, con el volumen reduciéndose.

4-1 Compresión Adiabática Reversible. El cilindro completamente aislado no permite transferencia de calor durante este proceso reversible. El pistón continúa comprimiendo la sustancia de trabajo hasta que se alcanza el volumen, temperatura y presión originales, con lo cual se completa el ciclo.

Al aplicar la primera ley del ciclo observamos que

$$Q_H - Q_L = W_{\text{neto}} \quad (2.2)$$

Donde se supone que  $Q_L$  es un valor positivo para la transferencia de calor al depósito de baja temperatura. Esto nos permite escribir la eficiencia térmica para el ciclo de Carnot como:

$$\eta = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.3)$$

### 2.4.3. EFICIENCIA DE CARNOT<sup>11</sup>

Como la eficiencia de la máquina de Carnot depende únicamente de las temperaturas de los dos depósitos, el objetivo de esta sección será determinar esa

---

<sup>11</sup> Merle Potter; Elaine Scott, Termodinámica, P. 147-151.

relación. Supondremos que la sustancia de trabajo es un gas ideal y simplemente efectúa los cálculos necesarios para los cuatro procesos.

La transferencia de calor para cada uno de los cuatro procesos es como sigue:

$$1-2 \quad Q_H = W_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} p dV = mRT_H \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.4)$$

$$2-3 \quad Q_{2-3} = 0 \quad (2.5)$$

$$3-4 \quad Q_L = -W_{3-4} = - \int_{V_3}^{V_4} p dV = -mRT_L \ln \frac{V_4}{V_3} \quad (2.6)$$

$$4-1 \quad Q_{4-1} = 0 \quad (2.7)$$

Durante los procesos adiabáticos reversibles 2-3 y 4-1:

$$\frac{T_L}{T_H} = \left( \frac{V_2}{V_3} \right)^{\kappa-1} \quad (2.8)$$

$$\frac{T_L}{T_H} = \left( \frac{V_1}{V_4} \right)^{\kappa-1} \quad (2.9)$$

Por lo tanto, vemos que

$$\frac{V_2}{V_3} = \frac{V_1}{V_4} \quad \text{o} \quad \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.10)$$

Reconociendo que

$$\ln \frac{V_2}{V_1} = -\ln \frac{V_1}{V_2}; \quad (2.11)$$

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.12)$$

Sustituyendo  $\frac{Q_L}{Q_H}$  con  $\frac{T_L}{T_H}$ . Podemos hacer esta sustitución para todas las máquinas o refrigeradores reversibles. Vemos que la eficiencia térmica de una máquina de Carnot depende solo de la temperatura absoluta alta o baja de los depósitos. El

hecho de que empleamos un gas ideal para efectuar los cálculos no es importante puesto que hemos demostrado que la eficiencia de Carnot es independiente de la sustancia de trabajo.

#### 2.4.4. EFICIENCIA TÉRMICA DEL MOTOR STIRLING

La eficiencia del ciclo es la relación entre el trabajo neto y el calor suministrado:

La transferencia de calor para cada uno de los cuatro procesos es como sigue:

$$3-4 \quad Q_H = W_{3-4} = \int_{V_3}^{V_4} p dV = mRT_H \ln \frac{V_4}{V_3} \quad (2.13)$$

$$4-1 \quad W = 0 = Q \quad (2.14)$$

$$1-2 \quad Q_L = -W_{1-2} = -\int_{V_1}^{V_2} p dV = -mRT_L \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.15)$$

$$2-3 \quad W = 0 = Q \quad (2.16)$$

Por lo tanto, vemos que

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.17)$$

Ya que tienen la misma relación de compresión

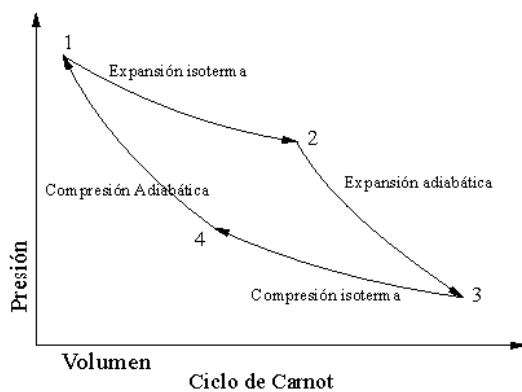
Reconociendo que  $\ln \frac{V_2}{V_1} = -\ln \frac{V_1}{V_2}$  (2.18)

$$\eta = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}} \quad (2.19)$$

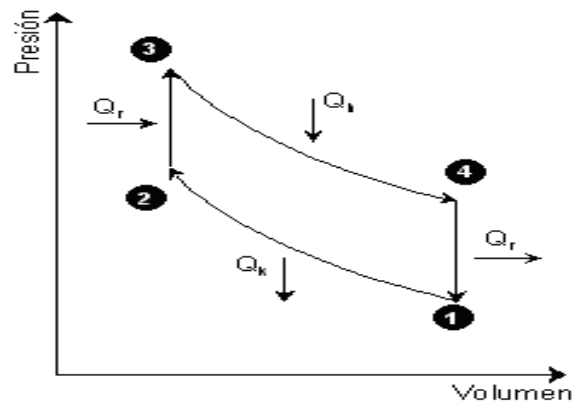
$$\eta = \frac{R \times (T_{\max} - T_{\min}) \times \ln\left(\frac{v_{\max}}{v_{\min}}\right)}{R \times T_{\max} \times \ln\left(\frac{v_{\max}}{v_{\min}}\right)} \quad (2.20)$$

### 2.4.5. COMPARACIÓN CICLO STIRLING Y CICLO CARNOT

El ciclo Stirling Teórico está compuesto por dos evoluciones a Volumen constante y dos evoluciones isotérmicas, una a  $T_c$  y la segunda a  $T_f$ . Este queda ilustrado en la figura 2.14. 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.



**Figura 2.13** Diagrama P-V Ciclo de Carnot



**Figura 2.14** Diagrama P-V Ciclo Stirling

**Tabla 2.1** Comparación entre el ciclo de Carnot y el ciclo Stirling

<b>CARNOT</b>	<b>STIRLING</b>
Este ciclo es reversible y utiliza un gas perfecto logrando alcanzar la mayor eficiencia teórica.	En este caso podemos observar que la eficiencia teórica no es la máxima como en el ciclo de Carnot pero se aproxima mucho por ello se lo compara con este ciclo.
Este ciclo posee dos procesos isotérmicos y dos procesos adiabáticos.	Este ciclo posee dos procesos isotérmicos, dos procesos isocóricos, y un regenerador entre los procesos isocóricos.
En este ciclo no importa mucho con el gas que se trabaje ya que para el cálculo de la eficiencia solo necesita de la temperatura del foco caliente y la temperatura del foco frío.	Para el funcionamiento de este ciclo se supone idealizaciones como las siguientes, que trabaja con un gas ideal sin fugas, las paredes del cilindro están térmicamente aisladas, en el regenerador no hay conducción de calor y no existe rozamientos.

#### **2.4.6. PARÁMETROS QUE AFECTAN EL FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR STIRLING**

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

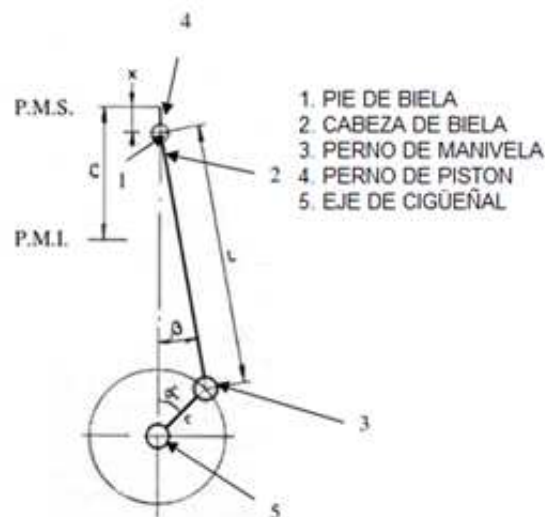
- Que los procesos son internamente reversibles.
- Que los procesos de transferencia de calor son completos.
- Que la efectividad del regenerador es completa, 100%.
- Que no existe pérdida alguna de presión.
- Que el desarrollo del ciclo se da exactamente como lo indica el ciclo, y,
- Que todo el fluido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

Al momento de construir el motor Stirling y ponerlo en funcionamiento, no se cumplen a cabalidad las condiciones mencionadas lo que produce evidentes reducciones en la eficiencia del motor.

## 2.5. MOVIMIENTO ALTERNATIVO<sup>12</sup>

El movimiento alternativo de un pistón, es el desplazamiento que efectúa este alternando su sentido entre el punto muerto superior (P.M.S) y el punto muerto inferior (P.M.I). El movimiento alternativo del pistón se transforma en movimiento circular continuo del eje mediante el mecanismo biela-manivela. Térmicamente el movimiento del pistón alterna su desplazamiento entre el proceso de expansión y el proceso de compresión.

El pie de la biela, por su unión con el pistón, está sometido a un movimiento rectilíneo alterno, y la cabeza de biela es obligada a describir un movimiento circular con el perno de la manivela. Para los efectos de cálculo, el desplazamiento angular de la manivela se considera uniforme. En la figura 2.15 se muestra el esquema básico del mecanismo.



**Figura 2.15** Representación esquemática del mecanismo biela - manivela

<sup>12</sup> Vázquez Cervantes Jorge, Metodología para el rediseño de motores de Ciclo Stirling, P.13-20

Para determinar la velocidad y la aceleración del pistón es necesario determinar, primero, la relación que hay entre los deslizamientos lineales (X) del pistón y los desplazamientos angulares  $\alpha$  de la manivela.

**Tabla 2.2** Tabla de parámetros de análisis para movimiento alternativo

ORDEN	PARÁMETRO	NOMENCLATURA	UNIDAD
1	Radio del cigüeñal	r	mm
2	Longitud de la biela	L	mm
3	Carrera del pistón	C	mm
4	Deslizamiento del pistón	X	mm
5	Número de revoluciones	n	rpm
6	Ángulo de fase	$\alpha$	$^{\circ}$
7	Ángulo de la biela	$\beta$	$^{\circ}$
8	Índice de inclinación	$\lambda$	—

De la figura 2.15 se obtiene:

$$X := r \cdot (1 - \sin(\alpha)) + L \cdot (1 - \cos(\beta)) \quad (2.21)$$

Además:

$$r \cdot \sin(\alpha) := L \cdot \sin(\beta) \quad (2.22)$$

$$\sin(\beta) := \frac{r \cdot \sin(\alpha)}{L} \quad (2.23)$$

Considerando que:

$$\lambda := \frac{r}{L} \quad (2.24)$$

$$\sin(\beta) := \lambda \cdot \sin(\alpha) \quad (2.25)$$



De esta expresión se obtiene el ángulo beta para cada posición de la biela. Para  $\alpha=90^\circ$ ,  $\sin \alpha = 1$ , por lo que el ángulo  $\beta$  adquiere su máximo valor en  $\sin \beta = \lambda$ . Por lo tanto la relación  $\lambda$  es el índice de la inclinación máxima de la biela.

Si:

$$\cos(\beta) := \sqrt{1 - (\sin(\beta))^2} \quad (2.26)$$

$$\cos(\beta) := \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot (\sin(\alpha))^2} \quad (2.27)$$

Sustituyendo el valor de la ecuación (2.21), se obtiene la expresión de deslizamiento del pistón en función del ángulo  $\alpha$  de la manivela.

$$x := r \cdot \left[ (1 - \cos(\alpha)) + \left( \frac{1}{\lambda} \right) \cdot \left[ 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot (\sin(\alpha))^2} \right] \right] \quad (2.28)$$

Respecto a lo anterior la velocidad lineal no es uniforme. En un instante dado, recorriendo el pistón una parte infinitesimal de carrera  $dx$  en un tiempo infinitesimal  $dt$ , la velocidad está dada por  $V = dx/dt$ .

Derivando se tiene que

$$V = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \times \frac{d\alpha}{dt} = r \left( \sin\alpha + \frac{1}{\lambda} \times \frac{\lambda^2 \times 2 \sin\alpha \cos\alpha}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}} \right) \quad (2.29)$$

Con  $\omega = d\alpha/dt$  como velocidad angular del motor

Despreciando el término  $\lambda^2 \sin^2\alpha$ , el valor de la raíz en la práctica puede tomarse igual a uno, obteniendo la ecuación

$$V = \omega \times r(\sin \alpha + \lambda \sin \alpha \cos \alpha)$$

(2.30)

Recordando que  $\sin \alpha \cos \alpha = \sin 2\alpha/2$

$$\text{Se obtiene } V = \omega \times r \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (2.31)$$

Donde:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.32)$$

Entonces

$$V = \frac{\pi n}{30} r \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (2.33)$$

### 2.5.1. VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN

Para la carrera en m y la velocidad en m/s se tiene

$$V = \frac{2Cn}{60} = \frac{Cn}{30} \quad (2.34)$$

### 2.5.2. ACELERACIÓN

Como la velocidad del pistón varia durante el ciclo, las masas dotadas de movimiento alterno estan sometidas a una aceleracion  $a$ , cuyo valor esta dado por la derivada de la velocidad respecto al tiempo. Es decir;

$$a = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (2.35)$$

y para el caso de longitud infinita  $a = \omega^2 \cdot r \cdot \cos \alpha$ . Cuyo valor máximo positivo corresponde al punto muerto superior con  $\alpha=0$ , porque siendo  $\cos \alpha=1$  y  $\cos 2\alpha=1$  se



## 2.6. EFECTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR<sup>13</sup>

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

El área 1-2-3-4 de la figura 2.17, representa el ciclo teórico ideal. La transferencia incompleta en la zona caliente produce una menor temperatura de calentamiento y por lo tanto una reducción de presión y de trabajo como se observa en el proceso 1' - 2'. De igual manera la transferencia de calor incompleta en el lado frío causa un incremento en la temperatura de enfriamiento, por lo que se requiere un mayor trabajo para comprimir el fluido de trabajo tal como se observa en el proceso 3'-4'.

Como resultado se obtiene un menor trabajo neto representado en la figura por el ciclo 1'-2'-3'-4'. La desviación de las condiciones ideales es más evidente en la zona caliente que en la zona fría como se observa en la figura 2.17.

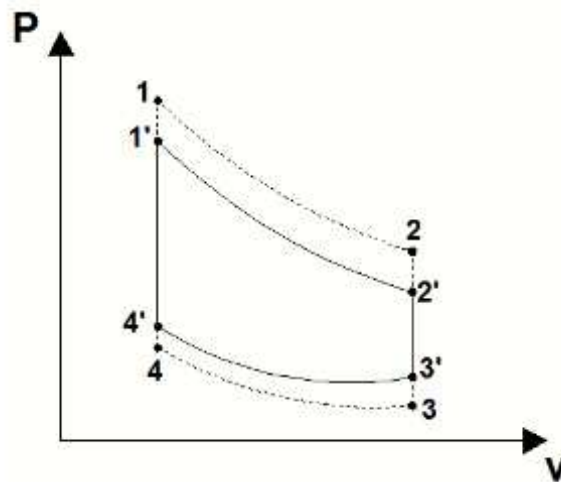


Figura 2.17 Efectos de la transferencia imperfecta de calor

---

<sup>13</sup> Enríquez Luis; Guadalupe Jorge, Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica, P. 14-15.

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

## 2.7. EFECTO DE FUGAS DE FLUIDO DE TRABAJO<sup>14</sup>

Uno de los requerimientos esenciales para alcanzar la más altas eficiencias en un motor Stirling es la estanqueidad de la cámara de trabajo. En realidad, es difícil mantener esta condición lo que se refleja en la reducción de la eficiencia del motor. Cuando el fluido de trabajo alcanza la máxima temperatura después del calentamiento, se tiende a perder masa y presión en el sistema de manera que se genera una menor cantidad de trabajo como se observa en el proceso  $1' - 2'$  de la figura 2.18. Por otro lado, al final del proceso de enfriamiento se tiene un ingreso de gas y un incremento de presión por lo que se hace necesario un mayor trabajo para comprimir el fluido tal como se observa en el proceso  $3' - 4'$ .

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

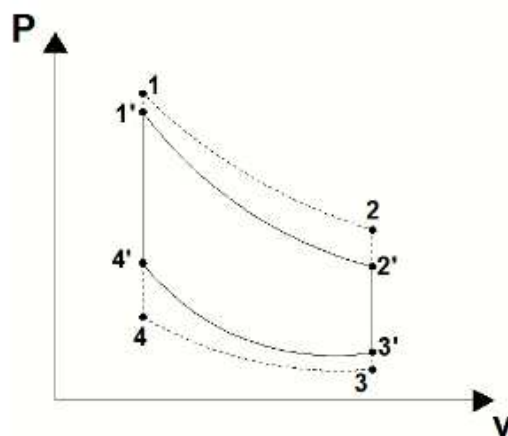


Figura 2.18 Efectos de fuga del fluido de trabajo

<sup>14</sup> Enríquez Luis; Guadalupe Jorge, Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica, P. 18.

## **2.8. EFECTO DE LOS ESPACIOS MUERTOS<sup>15</sup>**

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

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

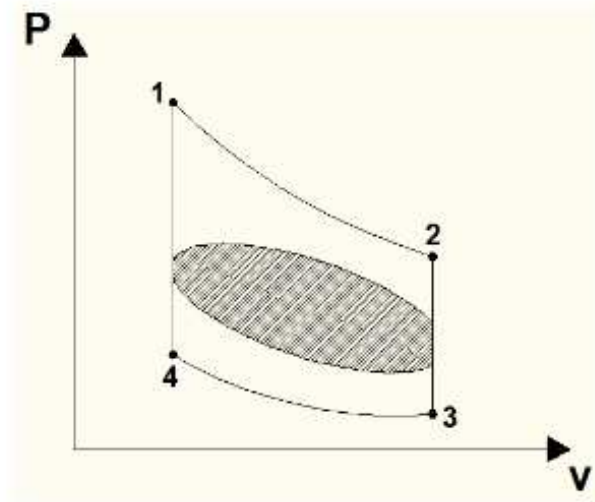
## **2.9. EFECTOS COMBINADOS<sup>16</sup>**

Cuando se combinan los efectos mencionados anteriormente, se tiene una desviación del caso ideal, lo que implica una reducción considerable en el trabajo neto del ciclo, mismo que está representado por el área sombreada de la figura 2.19. En un motor real los efectos explicados se encuentran interrelacionados aunque no de una forma armónica. Por ejemplo: si se aumenta la tasa de transferencia de calor, entonces es posible incluir menores espacios muertos y operar a mayores velocidades; pero, esto incrementaría las pérdidas por fricción.

---

<sup>15</sup> Enríquez Luis; Guadalupe Jorge, Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica, P. 19.

<sup>16</sup> Enríquez Luis; Guadalupe Jorge, Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica, P. 20.



**Figura 2.19** Efectos de desviaciones de la operación del ciclo ideal

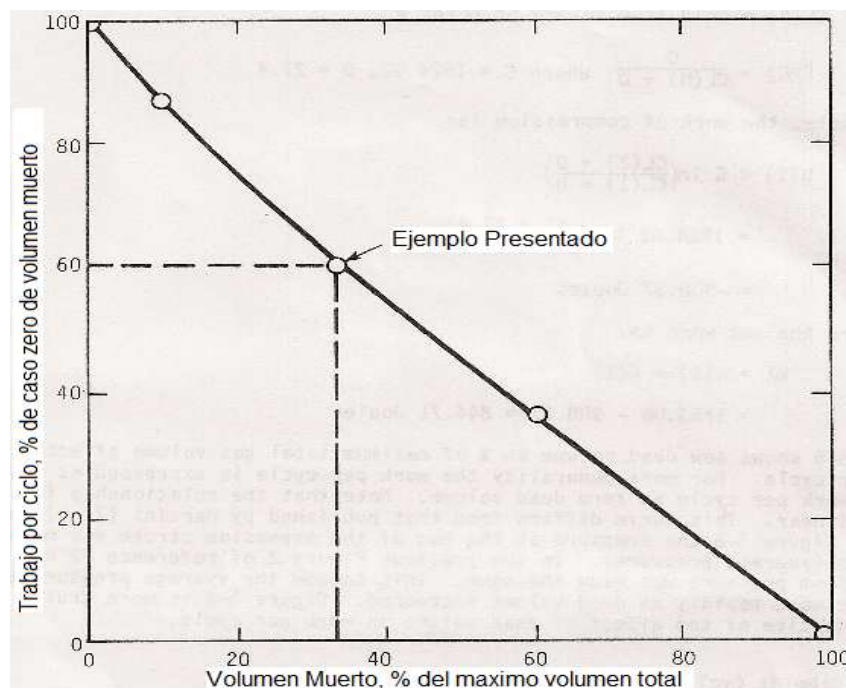
## 2.10. REGENERADOR

El regenerador es el componente clave inventado por Robert Stirling y su presencia distingue un verdadero motor Stirling de cualquier otro motor de aire caliente de ciclo cerrado. Sin embargo, muchos de los motores con ningún aparente regenerador pueden ser correctamente descritos como motores Stirling como en las configuraciones de beta y gamma simples con un desplazador de 'conexión sueltos', las superficies del desplazador y su cilindro cíclicamente intercambiarán calor con el líquido de trabajo proporcionan un efecto característico regenerativo particularmente en motores pequeños de baja presión. Lo mismo es válido para el pasaje que conecta los cilindros calientes y fríos de un motor de configuración alfa.

Los motores pequeños no suelen llevar regenerador únicamente una holgura de algunas decimas de milímetro entre el pistón desplazador y el cilindro para permitir el paso de aire.

## 2.11. CICLO SCHMIDT

El ciclo Schmidt es definido como un ciclo Stirling en el cual el desplazador y el pistón de potencia o los dos pistones de potencia se mueven sinusoidalmente, es este el más complicado caso que puede ser resuelto analíticamente. Todos los casos con menos restricciones supuestas han tenido que ser resueltas numéricamente. Este ciclo tiene este nombre de Gustaf Schmidt (1871), quien fue el primero que público la solución.<sup>17</sup>



**Figura 2.20** Efecto del volumen muerto en trabajo por ciclo

Básicamente el análisis de Schmidt está orientado a determinar la ecuación del parámetro de trabajo para la configuración correspondiente. Este parámetro constituye la parte más importante del análisis porque permite optimizar los parámetros del diseño de la máquina que definen el dimensionamiento básico, estos son:<sup>18</sup>

---

<sup>17</sup> William R. Martini, Stirling Engine Design Manual, P. 71-73

<sup>18</sup> González, A; Ortiz, M, Diseño y construcción de un prototipo de motor Stirling tipo beta; P. 31.



- Relación de temperatura
- Relación de volumen muerto
- Relación de volumen traslapado
- Relación de volúmenes barridos
- Angulo de desfasaje.

El análisis descrito por Schmidt fue el método más simple y útil durante el desarrollo de la máquina Stirling, se basa en la expansión y compresión isotérmica de un gas ideal, este método se ha convertido en el análisis clásico y punto de partida para el estudio de los motores de ciclo Stirling.<sup>19</sup>

#### **2.11.1. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE SCHMIDT**

La teoría de Schmidt es un método “isotérmico” de cálculo para los motores Stirling. Es el método más simple y útil para el diseño de motores Stirling. Esta teoría se basa en la expansión isotérmica y la compresión de un gas ideal.

#### **2.11.2. HIPÓTESIS DE LA TEORÍA DE SCHMIDT**

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

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

- No hay pérdidas de presión en los intercambiadores de calor y no hay diferencias de presión interna.

---

<sup>19</sup> Arnulfo Miranda, Análisis Termodinámico de un motor de ciclo Stirling, P. 42

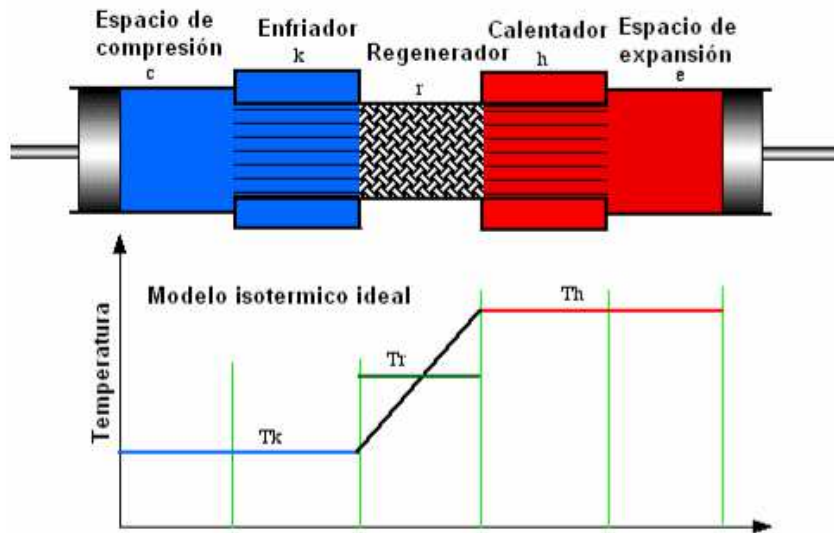
- Los procesos de expansión y de compresión son isotérmicos.
- El gas es considerado un gas ideal.
- Hay regeneración perfecta.
- El espacio muerto de expansión es mantenido a la temperatura  $T_{MIN}$ , y el de compresión a  $T_{MAX}$ .
- La temperatura del gas en el regenerador está en función de  $T_{MAX}$  y  $T_{MIN}$ , que son las temperaturas del gas en el enfriador y calentador, respectivamente.
- El espacio de expansión es VK y de compresión VL.

En el cálculo del motor, se consideraron también las pérdidas de presión del fluido de trabajo cuando éste pasa de una zona a otra a través de las holguras que hay entre el cilindro y el desplazador. En este motor, debido a que no tiene regenerador y a que las holguras son suficientemente grandes, las pérdidas de potencia son mínimas y no influyen mucho en el cálculo, pero en los motores presurizados, con regenerador, y que funcionen a altas velocidades, sí son significativas.

En este método se consideran los espacios muertos en el interior del motor. Al estudiar los movimientos de un motor Stirling, Schmidt se dio cuenta que el movimiento entre pistones es sinusoidal empleando un ángulo de 90 grados de desfase entre pistón y desplazador. Obtuvo modelos analíticos para el trabajo desarrollado por los motores Stirling y son los modelos clásicos para la operación de motores Stirling ideales.<sup>20</sup>

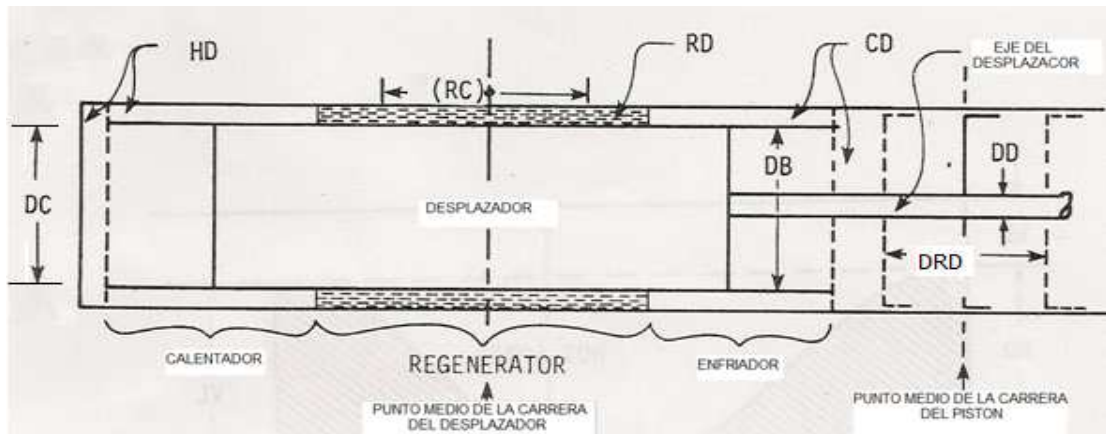
---

<sup>20</sup> Hooper, C; Reader, G; Stirling Engines; P. 369.



**Figura 2.21** Movimientos y volúmenes internos del motor

La nomenclatura de los volúmenes internos y los parámetros de los elementos se describen en la siguiente figura:



**Figura 2.22** Nomenclatura Método Schmidt

**Tabla 2.3** Parámetros del Motor

<b>PARÁMETRO</b>	<b>ESPECIFICACIÓN</b>	<b>UNIDAD</b>
DB	Diámetro del desplazador.	cm
DD	Diámetro del eje del desplazador.	cm
DC	Diámetro interior del cilindro.	cm
HD	Volumen muerto en la zona de alta temperatura.	cm <sup>3</sup>
RC	Carrera del desplazador.	cm
dcd	Distancia cilindro desplazador	cm
dpp	Distancia pistón desplazador	cm
L <sub>R</sub>	Longitud regenerador	cm
L <sub>d</sub>	Longitud desplazador	cm
RD	Volumen muerto del regenerador.	cm <sup>3</sup>
CD	Volumen muerto en la zona de baja temperatura	cm <sup>3</sup>
DRD	Carrera del pistón de potencia.	cm
T <sub>max</sub>	Temperatura caliente del gas.	°K
T <sub>R</sub>	Temperatura del gas en el regenerador	°K
T <sub>min</sub>	Temperatura fría del gas.	°K
M	Masa del gas.	Kg
R	Constante universal de los gases	J/kg °K
P(N)	Presión del gas en un punto particular en el ciclo.	MPa
F	Ángulo del cigüeñal	grados
AL	Ángulo de fase.	grados

### 2.11.3. TEMPERATURA EN EL REGENERADOR

$$T_R = \frac{T_{max} - T_{min}}{\ln\left(\frac{T_{max}}{T_{min}}\right)} \quad (2.36)$$

#### 2.11.4. VOLÚMENES MUERTOS

##### a) Volumen Muerto en la Zona de Alta Temperatura

$$HD = \left( DC^2 \times \frac{\pi}{4} \times dcd \right) + \left[ \frac{\pi}{4} \times (DC^2 - DB^2) \times \left( \frac{Ld-LR}{2} + \left( \frac{RC}{2} \right) \right) \right] \quad (2.37)$$

##### b) Volumen Muerto en el Regenerador

$$RD = (DC^2 - DB^2) \times \frac{\pi}{4} \times LR \quad (2.38)$$

##### c) Volumen Muerto en la Zona de Baja Temperatura

$$CD = HD - \left[ (DC^2 - DD^2) \times \frac{\pi}{4} \right] \times dpp \quad (2.39)$$

#### 2.11.5. VOLUMENES Y PRESIONES

Las siguientes ecuaciones describen los volúmenes y presiones:

##### a) Máximo volumen caliente

$$VL = (RC)(DB)^2 \left( \frac{\pi}{4} \right) \quad (2.40)$$

##### b) Máximo volumen frío asociado con el desplazador

$$VK = (RC[(DB)^2 - (DD)^2]) \left( \frac{\pi}{4} \right) \quad (2.41)$$

c) **Máximo volumen frío asociado con el pistón de potencia**

$$VP = (DRD)[(DC)^2 - (DD)^2] \left(\frac{\pi}{4}\right) \quad (2.42)$$

d) **Para algún ángulo F, serie de volúmenes calientes**

$$H(N) = \frac{VL}{2} [1 - \cos(F)] + HD \quad (2.43)$$

e) **Para algún ángulo F, serie de volúmenes fríos**

$$C(N) = \frac{VK}{2} [1 + \cos(F)] + CD + \frac{VP}{2} [1 - \cos(F - AL)] \quad (2.44)$$

f) **Volumen total del gas en algún ángulo del cigüeñal**

$$V(N) = H(N) + C(N) + RD \quad (2.45)$$

g) **Por la ley del gas ideal la presión en cualquier ángulo del cigüeñal**

$$P(N) = \frac{M(R)}{\frac{H(N) + C(N) + RD}{T_{max} + T_{min} + TR}} \quad (2.46)$$

#### 2.11.6. VARIABLES UTILIZADAS EN EL MÉTODO DE SCHMIDT

$$X = [(AU - 1)^2 + 2(AU - 1)(XY) \cos(AL) + (XY)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2.47)$$

$$Y = AU + \frac{4(XX)(AU)}{(1+AU)} + Z \quad (2.48)$$

$$Z = [1 + (XY)^2 - 2(XY) \cos(AL)]^{\frac{1}{2}} \quad (2.49)$$

$$AU = \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \quad (2.50)$$

$$XX = \frac{RD+HD+GD}{VL} \quad (2.51)$$

$$VL = VK \quad (2.52)$$

$$XY = \frac{VP}{VL} \quad (2.53)$$

J.R. Senft presenta la ecuación de Schmidt para encontrar la energía generada por el ciclo.<sup>21</sup>

$$W1 = \frac{\pi(1-AU)PX(VL)(XY) \sin(AL)}{Y+(Y^2-X^2)^{\frac{1}{2}}} \left[ \frac{Y-X}{Y+X} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.54)$$

## 2.12. ECUACIÓN DE BEALE<sup>22</sup>

Con las ecuaciones anteriores se puede obtener el trabajo. Sin embargo lo que realmente se busca es una potencia útil, en este caso una potencia en el eje.

---

<sup>21</sup> William R. Martini, Stirling Engine Design Manual, P. 78.

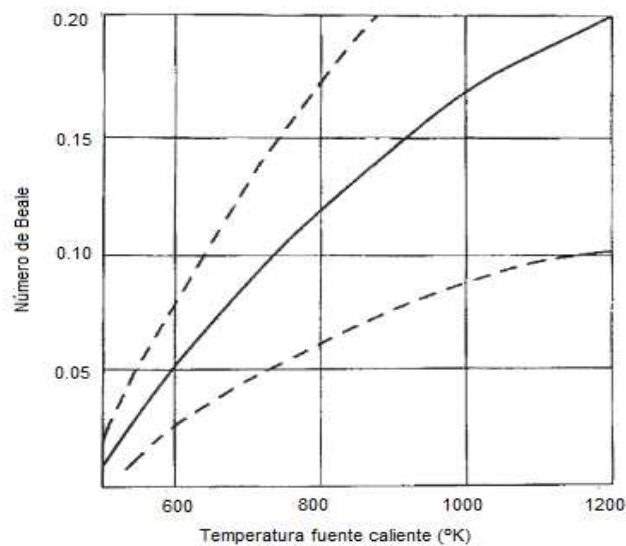
<sup>22</sup> Enríquez Luis; Guadalupe Jorge, Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica, P. 35-36.

Para calcular la potencia efectiva que entregará el motor se deben tener en cuenta irreversibilidades como fricción, caídas de presión en los conductos, etc.

El número de Beale ha sido un factor que ha sido desarrollado con base en la observación de motores ya construidos que ayuda a predecir la potencia útil de un motor teniendo en cuenta el volumen de barrido por el pistón de potencia, la presión media y la velocidad del motor.

$$P_w = B_n \times P_m \times V_{max} \times N \quad (2.55)$$

Se puede calcular la potencia útil con la formula anterior teniendo en cuenta que  $P_w$  es la potencia al eje.  $B_n$  es el número de Beale,  $P$  es la presión media ( $P_m$ ),  $V$  es el volumen máximo en centímetros cúbicos y  $N$  es la velocidad en Hertz.



**Figura 2.23** Número de Beale con respecto a la temperatura de la fuente caliente

El número de Beale va desde 0.11 para motores pequeños hasta 0.15 para motores de alto desempeño y que trabajan a altas temperaturas, donde un número mayor indica un mayor rendimiento.



### 2.12.1. PRESIÓN MEDIA

$$P_m = \frac{M \times R}{\frac{V_L}{2 \times T_{\max}} + \frac{RD}{TR} + \frac{VK}{2 \times T_{\min}} + \frac{VP}{2 \times T_{\min}}} \quad (2.56)$$

### 2.12.2. VOLUMEN TOTAL (V(N))

$$V_{\max} = H(N) + C(N) + RD \quad (2.57)$$

### 2.12.3. VELOCIDAD EN HERTZ (N)

$$N = \frac{n}{60} \quad (2.58)$$

## 2.13. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL MOTOR STIRLING

### 2.13.1. VENTAJAS DEL MOTOR STIRLING

- Su elevado rendimiento, ya que el motor Stirling puede potencialmente alcanzar el rendimiento ideal de Carnot.
- Posee una baja cantidad de elementos móviles, sobre todo en comparación con los motores de combustión interna, lo que permite pérdidas de rendimiento por fricción muy bajas.
- El hecho que el ciclo en la realidad sea cerrado hace que potencialmente se puedan obtener niveles muy bajos de emisiones.

- Dado que es un motor de combustión externa el proceso de combustión se puede controlar muy bien, con lo que se reducen las emisiones.
- Como intercambia calor con el exterior, se pueden utilizar una gran cantidad de fuentes de calor, como por ejemplo energía nuclear, energía solar y combustibles fósiles, entre otras.
- El bajo nivel de ruido y la ausencia de vibraciones con que opera.<sup>23</sup>

### **2.13.2. DESVENTAJAS DEL MOTOR STIRLING**

- Baja densidad de potencia debido a la combustión externa, lo que condiciona su tamaño.
- Dificultad en la construcción del motor para sellar el fluido de trabajo durante toda la vida útil, lo que eleva su costo.
- Falta de experiencia en la construcción de este tipo de motores en el rubro automotriz.
- Como el fluido de trabajo es gaseoso, esto acarrea dificultades operativas, con lo que los fluidos realmente viables debido a sus buenas propiedades termodinámicas son el helio y el hidrógeno.
- Lento tiempo de respuesta.

---

<sup>23</sup> P. Fontela; A. Lecuona, El Motor Stirling, P. 19

- Se requieren grandes superficies de intercambios de calor, lo que hace aumentar desmesuradamente su tamaño en comparación con los motores de combustión interna.
- Largo tiempo de encendido y apagado del motor<sup>24</sup>
- Un problema que presenta entre las desventajas mencionadas anteriormente, es que no está determinada la cantidad de gas que debe ser suministrada a cada tipo de motor Stirling. Ya que un incremento o falta en la cantidad óptima de gas, ocasiona la primera falla de este tipo de motores, conocida como la falla de arranque o de la puesta en marcha.

## **2.14. APLICACIONES**

Las diversas aplicaciones que se han dado son debidas a su facilidad de construcción, su alto rendimiento, además de las diversas fuentes de energía y fluido de trabajo con los cuales pueden trabajar.

### **2.14.1. APLICACIONES ENERGÉTICAS**

- Una de las mayores aplicaciones es la producción simultánea de energía eléctrica y térmica. Esto se realiza mediante un motor que 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.
- En España, en la Plataforma Solar de Almería, se ha construido equipos (conocidos como Distal y EuroDISH) formados por grandes discos

---

<sup>24</sup> P. Fontela; A. Lecuona, El Motor Stirling, P. 20

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.<sup>25</sup>

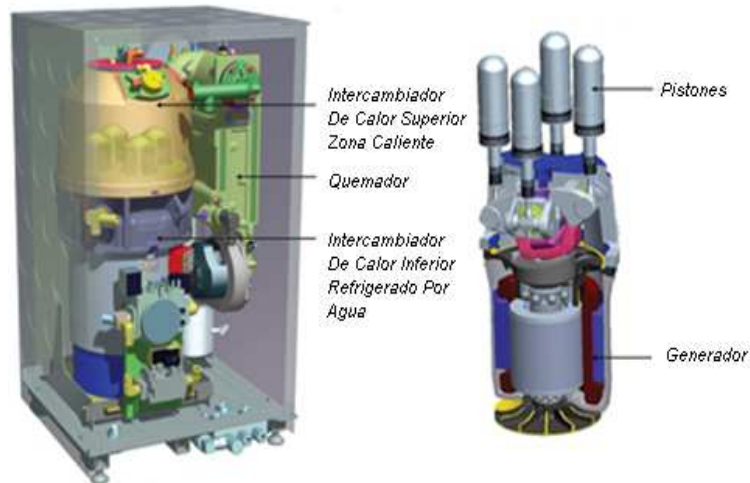


**Figura 2.24** Plataforma solar de Almería

- Una aplicación actual es la micro-cogeneración o micro generación combinada. El motor Stirling acoplado a un generador eléctrico (alternador) funciona con gas u otro combustible, el calor remanente de la combustión permite calentar agua para el uso doméstico. Es decir que se obtiene agua caliente y electricidad.
- La Micro generación es la producción a escala pequeña de gas y/o electricidad procedente de una fuente baja en carbono. Las tecnologías de la micro generación incluyen energía solar, micro viento, minihidro, bombas de calor, biomasa, micro cogeneración (micro CHP) y celdas de combustible a pequeña escala.

---

<sup>25</sup> C. Llave; P. Clauso; E. Matellanes; C. Abarca, El Motor Stirling Diseño, Construcción y Análisis Experimental, P. 10



**Figura 2.25** Motor Stirling en Microgenerador

## 2.14.2. APLICACIONES EN BARCOS Y SUBMARINOS

El motor Stirling es la base de la propulsión de algunos motores de barcos y submarinos 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.

Su funcionamiento consiste en la transformación de calor generado externamente en fuerza mecánica y luego en energía por medio de generadores. En 1988 fue probado operativamente y cumplió satisfactoriamente con las exigencias requeridas para la zona de operaciones en el mar. A partir de esa fecha el motor Stirling ha sido incorporado en las nuevas construcciones.<sup>26</sup>

---

<sup>26</sup> C. Llave; P. Clauso; E. Matellanes; C. Abarca, El Motor Stirling Diseño, Construcción y Análisis Experimental, P. 10

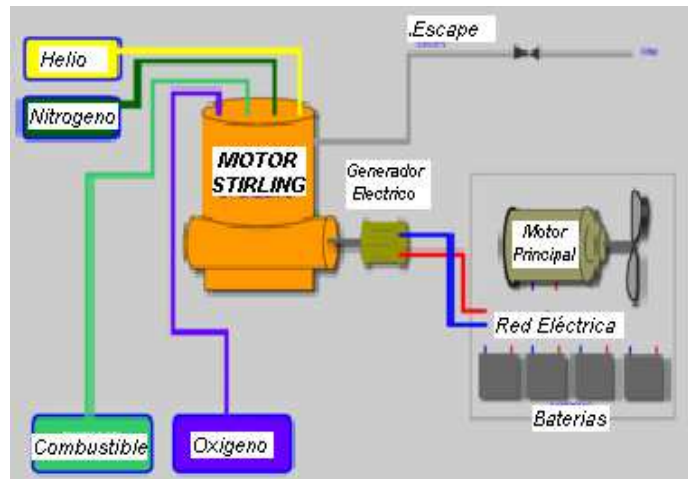


Figura 2.26 Motor Stirling en barcos y submarinos

### 2.14.3. APLICACIONES EN AUTOMÓVILES HÍBRIDOS

Una de las mayores dificultades para utilizar motores Stirling en vehículos es que son muy lentos y que no reaccionan inmediatamente (cuando te montas en el coche, éste no arranca hasta pasados unos segundos). La solución puede pasar por construir coches híbridos que utilicen un motor Stirling, no acoplado directamente a las ruedas, sino acoplados a un generador eléctrico que a su vez cargue las baterías del coche.<sup>27</sup>

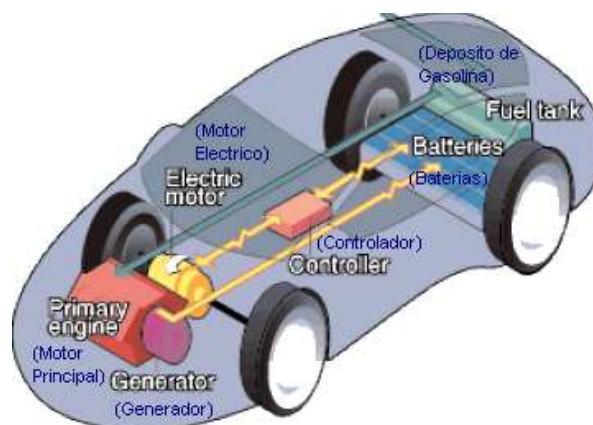


Figura 2.27 Vehículo híbrido (Stirling)

<sup>27</sup> C. Llave; P. Clauso; E. Matellanes; C. Abarca, El Motor Stirling Diseño, Construcción y Análisis Experimental, P. 9

## 2.15. PROPIEDADES TÉRMICAS DEL AIRE

### 2.15.1. PRESIÓN

Se define como una fuerza normal por unidad de área que actúa sobre la superficie de un sistema. Para sistemas fluidos (ya sean líquidos o gases), la presión en la superficie del recipiente que contiene al fluido se debe al efecto acumulativo de las moléculas individuales golpeando las paredes del recipiente, provocando una fuerza normal en la superficie. Para un fluido en equilibrio la presión está definida por la ecuación.

$$P \equiv \frac{dF_n}{dA} \quad (2.59)$$

Donde la diferencial de área  $dA$  es el área más pequeña de la superficie para la cual los efectos del fluido son los mismos que para un medio continuo. El símbolo  $dF_n$  representa la fuerza normal total causado por el fluido en el área  $dA$ . Las fuerzas normales dentro de sólidos, por lo general, están referidas a esfuerzos normales más bien que a presiones, y tienen aplicaciones limitadas en termodinámica.<sup>28</sup>

### 2.15.2. TEMPERATURA

Un significado físico es relacionar la temperatura de un sistema con el movimiento de las moléculas que lo componen. Conforme la temperatura aumenta la actividad molecular también aumenta. En realidad, se puede mostrar que la velocidad media o promedio de las moléculas aumenta conforme aumenta la temperatura como un resultado de esta observación cualitativa, podría uno esperar, por ejemplo, que las moléculas de vapor de agua a una elevada temperatura podrían tener una velocidad relativamente alta. Como la temperatura de vapor de agua disminuye, la velocidad molecular promedio también decrece. Un enfriamiento posterior del agua daría como

---

<sup>28</sup> Z. Black; G. Hartley, Termodinámica, P. 38

resultado una condensación a una fase líquida y en forma eventual congelamiento a agua sólida o hielo. A lo largo de todo el proceso de enfriamiento la velocidad molecular promedio disminuye.

La temperatura de un sistema es una propiedad termodinámica, y como tal, su valor puede medirse.<sup>29</sup>

### 2.15.3. VOLUMEN

El volumen  $V$  es la medida del espacio ocupado por el sistema. Por tanto, es la variable externa por excelencia, al menos en los sistemas termodinámicos considerados. Se trata además de una variable extensiva, ya que obviamente está relacionada con la masa.

Una magnitud de gran importancia es el volumen específico  $v$  que, de acuerdo con la definición que hemos dado de las variables específicas, no es sino el volumen por unidad de masa. Si llamamos  $m$  a la masa del sistema tendremos:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad (2.60)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del sistema, definida como la masa por unidad de volumen del mismo. La densidad que acabamos de definir es la densidad absoluta, pero es habitual encontrar valores de densidad relativa, representada por  $\rho^*$ , y que es el cociente entre la densidad absoluta del sistema considerado y la densidad absoluta de una sustancia de referencia, que generalmente es el agua a presión normal y 4°C de temperatura.<sup>30</sup>

---

<sup>29</sup> Z. Black; G. Hartle Y, Termodinámica, P. 42

<sup>30</sup> A. Torregrosa Huguet; J.Lucas; H. Puchades, Ingeniería Térmica, P. 17



#### 2.15.4. DENSIDAD

La densidad es masa por unidad de volumen; volumen específico es volumen por unidad de masa. Al comparar estas definiciones vemos que

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (2.61)$$

Asociado con la (masa) densidad es el peso específico  $\gamma$  y donde

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (2.62)$$

El peso específico está relacionado con la densidad mediante  $W = mg$

$$\gamma = \rho g \quad (2.63)$$

Para el aire, los valores nominales a nivel del mar son:  $1.21 \text{ kg/m}^3$  ( $0.0755 \text{ lbf/ft}^3$ ) y  $11.86 \text{ N/m}^3$  ( $0.0755 \text{ lbf/ft}^3$ ).<sup>31</sup>

#### 2.15.5. CALOR

El calor es un mecanismo de intercambio de energía asociado al movimiento microscópico de los constituyentes del sistema, es decir, la energía que se intercambia en forma de calor proviene de la energía cinética de agitación molecular: Si ponemos dos sistemas en contacto térmico las moléculas de uno (el que se encuentra a mas temperatura) ceden, en promedio, parte de su energía cinética a las moléculas del otro, a través de colisiones. De esta manera, la transferencia de

---

<sup>31</sup> Merle Potter; Elaine Scott, Termodinámica, P. 12

calor entre dos sistemas no se manifiesta macroscópicamente en los mismos, salvo por las variaciones de temperatura que lleva asociadas, al contrario que en el caso del trabajo, que si está asociado a la escala macroscópica del sistema (en los sistemas habituales, se manifiesta un cambio de volumen). Generalizando, podemos decir que, cuando hay variación de algún parámetro externo ha habido transmisión de energía en forma de calor cuando, no existiendo variación en los parámetros externos la causa de dicha transferencia es una diferencia de temperaturas.

Al igual que el trabajo, el calor no es una diferencial exacta, sino que depende del proceso particular por el cual haya tenido lugar el intercambio de energía en forma de calor. Por lo tanto no es una función de estado, sino de proceso, y en consecuencia no se trata de una diferencial exacta, por lo que denotaremos por  $\delta Q$  una cantidad infinitesimal del calor.

Respecto del criterio de signos empleado para el calor y el trabajo hemos adoptado, como es habitual en este campo, el llamado criterio egoísta según el cual:

- Un trabajo realizado por el sistema es positivo:  $W > 0$
- Un trabajo realizado sobre el sistema es negativo:  $W < 0$

Mientras que:

- Un calor aportado al sistema es positivo:  $Q > 0$
- Un calor cedido por el sistema es negativo:  $Q < 0$

Recuerdes e que, al hablar de trabajo, hemos dicho que durante una expansión del gas es positivo, de acuerdo con el criterio que acabamos de enunciar, pues en tal caso es el gas que realiza trabajo, mientras que para comprimir un gas es preciso

realizar trabajo sobre él, es decir, el trabajo será negativo según el criterio de signos, y de acuerdo con lo dicho antes.<sup>32</sup>

### **2.15.6. CALOR ESPECÍFICO**

Se llama calor específico a la cantidad de energía que se ha de transmitir en forma de calor a un cuerpo dado por unidad de masa para elevar su temperatura en un grado. Este es el calor específico másico, que es el más empleado si bien también puede definirse un calor específico molar (referido a 1 kmol de sustancia) y un calor específico volúmico (referido a la unidad de volumen), si bien para este último es preciso definir las condiciones de presión y temperatura.

Puesto que el calor específico es, en definitiva, una cantidad de calor, será dependiente del proceso particular por el que se lleva a cabo el incremento de temperatura.<sup>33</sup>

### **2.16. CÁMARA DE AIRE**

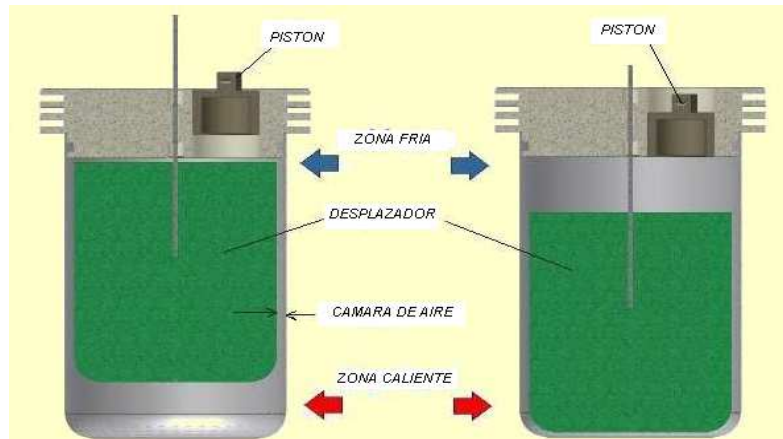
Es el espacio en el interior de un mecanismo que no posee dispositivos para generar el flujo de aire sino aberturas que por diferencias de temperatura producen movimiento del aire dentro de la cámara y sirve de aislamiento. La cámara de aire en el motor Stirling es la que confina a dicho gas, aislándolo del ambiente, en esta cámara, el gas se desplaza de un extremo al otro por medio de un desplazador que se encuentra en dicha cámara.<sup>34</sup>

---

<sup>32</sup>A. Torregrosa Huguet; J.Lucas; H. Puchades, Ingeniería Térmica, P. 30-31

<sup>33</sup>A. Torregrosa Huguet; J.Lucas; H. Puchades, Ingeniería Térmica, P. 30-31

<sup>34</sup>Web:<http://home.germany.net>



**Figura 2.28** Cámara de aire

**Tabla 2.4** Características del Prototipo

N°	PARTE	ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD	UNIDAD
1	Configuración	Beta	---	---
2	Fluido	Aire	---	---
3	Volumen del desplazamiento	---	133	cm <sup>3</sup>
4	Sistema de refrigeración	Aire	---	---
5	Presión de trabajo	Atmosférica	---	---
6	Carrera del pistón	---	40	mm
7	Diámetro del pistón	---	34	mm
8	Velocidad nominal	---	2000	rpm
9	Máxima potencia	---	---	W

**Tabla 2.5** Materiales del Prototipo

ORDEN	PARÁMETRO	ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD
1	Cigüeñal	Acero SAE 1045	1
2	Bielas	Acero SAE 1045	2
3	Pistón	Aluminio	1
4	Volante de inercia	Acero SAE 1045	1
5	Cilindro	Cartucho de latón	1
6	Aletas	Aluminio	32
7	Desplazador	Acero SAE 1010	1

**Tabla 2.6** Especificaciones del Prototipo

<b>ORDEN</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>DIMENSIÓN</b>	<b>UNIDAD</b>
1	Luz entre pistón y cilindro	0.05	mm
2	Distancia entre desplazador y cilindro	0.5	mm
3	Longitud de aleta	10	mm
4	Longitud total de aletas	90	mm

**Tabla 2.7** Tabla de medición

<b>MEDICIÓN</b>	<b>RANGO PROMEDIO DE TEMPERATURAS</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
1	50-80	°C	Foco frío Aletas de refrigeración
2	600-700	°C	Foco caliente
3	300-400	°C	Interior de receptáculo de acople
4	700	°C	Pared exterior del cilindro

## CAPÍTULO 3

### ANÁLISIS TÉRMICO

#### 3.1. CÁLCULO TERMODINÁMICO

El objetivo del cálculo termodinámico es determinar la presión máxima, mínima y media, trabajo, potencia y eficiencia en el motor a partir de las hipótesis de temperaturas.

En los próximos puntos plantearemos un cálculo simplificado del motor Stirling. Se aplicarán los siguientes conceptos e hipótesis básicas:

- El gas en el interior del motor se comporta como gas perfecto.
- De existir regenerador, este se considera perfecto.
- La irreversibilidad termodinámica asociada a la transferencia de calor se tomará en cuenta por un coeficiente empírico.

Definiremos las siguientes variables fundamentales:

- $T_{\max}$ : Temperatura máxima del fluido de trabajo.
- $T_{\min}$ : Temperatura mínima del fluido de trabajo.

### **3.1.1. SECUENCIA DE CÁLCULO**

El volumen máximo ocurre con máximo desplazamiento del pistón de trabajo y el mínimo en la situación opuesta. Durante el ciclo de trabajo, se pasa por el máximo y mínimo una vez y por los volúmenes medios dos veces.

Hay algunos aspectos que hay que tomar en cuenta:

- El volumen mínimo tiende a ocurrir hacia la temperatura mínima.
- Mientras más pequeña sea la diferencia de volumen, más grande tiende a ser la diferencia de presiones.
- La máxima diferencia de presiones se produce para un  $\Delta V$  de 0.

### **3.2. PROCESO DE ANÁLISIS**

Para calcular los volúmenes del motor se partió del objetivo propuesto de obtener 70w de potencia. Luego de definir las condiciones de operación como presión de carga, temperatura en la zona fría y caliente, fluido de trabajo y RPM, se determinaran las variables termodinámicas del ciclo.

Teniendo en claro el tipo de motor y las condiciones de operación, se utilizaran los conceptos, las ecuaciones de Schmidt para obtener la geometría del motor (Volumen de Compresión y Expansión).

### **3.3. PARÁMETROS DE ANÁLISIS**

Teniendo en cuenta que el motor tendrá que entregar una potencia de 70 vatios se debieron determinar las condiciones de operación tales como las temperaturas en la zona fría y caliente, presión interna y RPM. La geometría sería el resultado del análisis termodinámico.

Este análisis se realizara teniendo como presión de carga la presión atmosférica para la ciudad de Quito que es 72794 Pa, 546 mm Hg.

La velocidad del motor depende en gran parte de la capacidad que se tenga para calentarlo pero también está limitada por la velocidad de la transferencia de calor que se da entre la fuente de calor y el interior de la zona caliente y de la zona fría al exterior. Para alcanzar velocidades rotacionales cercanas a 3000 rpm en los motores Stirling se suministra calor a temperaturas cercanas a 800°C.

Después de un análisis se definieron las siguientes condiciones de operación:

- La potencia en el eje debería ser 70 W.
- La temperatura en la zona caliente seria de 700°C.
- La temperatura en la zona fría debería ser de 50°C.
- Se asumió que el motor podría llegar a 2000 RPM.
- El aire estaría a temperatura ambiente (22°C).
- Presión atmosférica en la ciudad de Quito es de 72794 Pa.
- El motor será tipo beta.

Para nuestro cálculo de volumen desplazado es necesario tener en cuenta los parámetros; presión media, potencia, revoluciones del motor, volúmenes muertos y las pérdidas.

La presión media es el resultado del análisis de volúmenes dentro del motor, por esta razón no se cuenta con un valor real de un estudio previo, por lo que se ha asumido que la presión media aumenta en un 50% en relación a la presión atmosférica, bajo estas condiciones de presión, temperatura, volúmenes muertos (10% del volumen total), hemos llegado a que el volumen desplazado por el pistón de potencia debería ser de 133 cm<sup>3</sup>, como una referencia para alcanzar la potencia deseada.

**(VÉASE EL ANEXO 7 VOLUMEN DESPLAZADO POR EL PISTÓN DESPLAZADOR).**



### 3.4. CÁLCULOS DEL CICLO SCHMIDT

#### 3.4.1. ESPECIFICACIONES DEL PROTOTIPO EXISTENTE

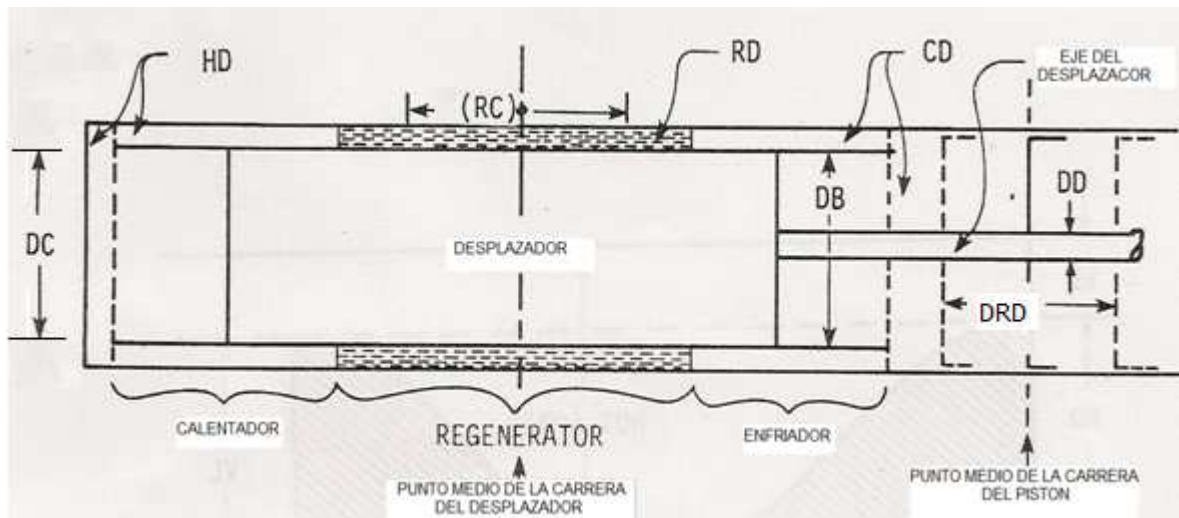


Figura 3.1 Especificaciones del prototipo existente

Tabla 3.1 Especificaciones del prototipo existente

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
DB	Diámetro del desplazador	3,2	cm
DD	Diámetro del eje del desplazador	0,3	cm
DC	Diámetro interior del cilindro	3,4	cm
RC	Carrera del desplazador	4	cm
DRD	Carrera del pistón de potencia.	2	cm
Tmax	Temperatura máxima zona caliente	973	°K
Tmin	Temperatura mínima zona fría	323	°K
R	Constante Universal de los gases	287	J / Kg°K
AL	Ángulo de fase	90	grados
L regenerador (LR)	Longitud del regenerador	2	cm
L desplazador (Ld)	Longitud del desplazador	5	cm
dcd cil-desp	Distancia cilindro - desplazador	0,1	cm
Patm	Presión atmosférica en Quito	7,28E-02	MPa
dpp piston-desp	Distancia pistón - desplazador	0,5	cm

### 3.4.2. CÁLCULOS POR EL MÉTODO SCHMIDT

Tabla 3.2 Resultados del Método Schmidt

Parámetro	Definición	Valor	Unidades
TR	Temperatura en el regenerador	589,45	°K
HD	Volumen muerto en la zona de alta temperatura	4,54	cm <sup>3</sup>
RD	Volumen muerto en el regenerador	2,07	cm <sup>3</sup>
CD	Volumen muerto en la zona de baja temperatura	0,03	cm <sup>3</sup>
VL	Máximo volumen caliente	32,17	cm <sup>3</sup>
VK	Máximo volumen frío-desplazador	31,89	cm <sup>3</sup>
VP	Máximo volumen frío-pistón	18,02	cm <sup>3</sup>
M	Masa del gas	0,00004	Kg
X	Variable	0,87	
Y	Variable	1,68	
Z	Variable	1,15	
AU	Variable	0,33	
XX	Variable	0,21	
XY	Variable	0,56	
PX	Máxima presión	0,22	MPa

(VÉASE EL ANEXO 8 METODO SCHMIDT PARA EL PROTOTIPO EXISTENTE)

### 3.4.3. TEMPERATURA EN EL REGENERADOR

$$TR = \frac{T_{max} - T_{min}}{\ln \left( \frac{T_{max}}{T_{min}} \right)} \quad (3.1)$$

$$TR = 589.445 \text{ } ^\circ\text{K}$$

### 3.4.4. VOLÚMENES MUERTOS

#### a) Volumen Muerto en la Zona de Alta Temperatura

$$HD = \left( DC^2 \times \frac{\pi}{4} \times dcd \right) + \left[ \frac{\pi}{4} \times (DC^2 - DB^2) \times \left( \frac{Ld - LR}{2} + \left( \frac{RC}{2} \right) \right) \right] \quad (3.2)$$

$$HD = 4.536 \text{ cm}^3$$

#### b) Volumen Muerto en el Regenerador

$$RD = (DC^2 - DB^2) \times \frac{\pi}{4} \times LR \quad (3.3)$$

$$RD = 2.073 \text{ cm}^3$$

#### c) Volumen Muerto en la Zona de Baja Temperatura

$$CD = HD - \left[ (DC^2 - DD^2) \times \frac{\pi}{4} \right] \times dpp \quad (3.4)$$

$$CD = 0.032 \text{ cm}^3$$

### 3.4.5. CÁLCULO DE PRESIONES Y VOLÚMENES<sup>35</sup>

Las siguientes ecuaciones describen los volúmenes y presiones:

#### a) Máximo volumen caliente

$$VL = (RC)(DB)^2 \left( \frac{\pi}{4} \right) \quad (3.5)$$

$$VL = 32.17 \text{ cm}^3$$

---

<sup>35</sup> William R. Martini, Stirling Engine Design Manual, P. 79.

**b) Máximo volumen frío asociado con el desplazador**

$$VK = (RC[(DB)^2 - (DD)^2]) \left(\frac{\pi}{4}\right) \quad (3.6)$$

$$VK = 31.887 \text{ cm}^3$$

**c) Máximo volumen frío asociado con el pistón de potencia**

$$VP = (DRD)[(DC)^2 - (DD)^2] \left(\frac{\pi}{4}\right) \quad (3.7)$$

$$VP = 18.017 \text{ cm}^3$$

**d) Relación entre la temperatura mínima y máxima**

$$AU = \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \quad (3.8)$$

$$AU = 0.332$$

**e) Relación de volúmenes muertos con máximo volumen caliente**

$$XX = \frac{RD+HD+CD}{VL} \quad (3.9)$$

$$XX = 0.208$$

$$VL = VK \quad (3.10)$$

$$VL = 31.887 \text{ cm}^3$$

**f) Relación entre volumen frío y caliente**

$$XY = \frac{VP}{VL} \quad (3.11)$$

$$XY = 0.565$$

**g) Variables utilizadas en el método de Schmidt**

$$X = [(AU - 1)^2 + 2(AU - 1)(XY) \cos(AL) + (XY)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (3.12)$$

$$X = 0.875$$

$$Z = [1 + (XY)^2 - 2(XY) \cos(AL)]^{\frac{1}{2}} \quad (3.14)$$

$$Z = 1.149$$

$$Y = AU + \frac{4(X)(AU)}{(1+AU)} + Z \quad (3.13)$$

$$Y = 1.688$$

**3.4.6. ENERGÍA GENERADA POR EL CICLO (TRABAJO)**

<b>W ciclo</b> (SCHMIDT)	1,50	<b>J</b>
-----------------------------	------	----------

J.R. Senft presenta la ecuación de Schmidt para encontrar la energía generada por el ciclo.

El valor de PX es la máxima presión, esto se verifica de acuerdo a la variación ángulo de giro del cigüeñal, en el prototipo es PX = 0.22 MPa.

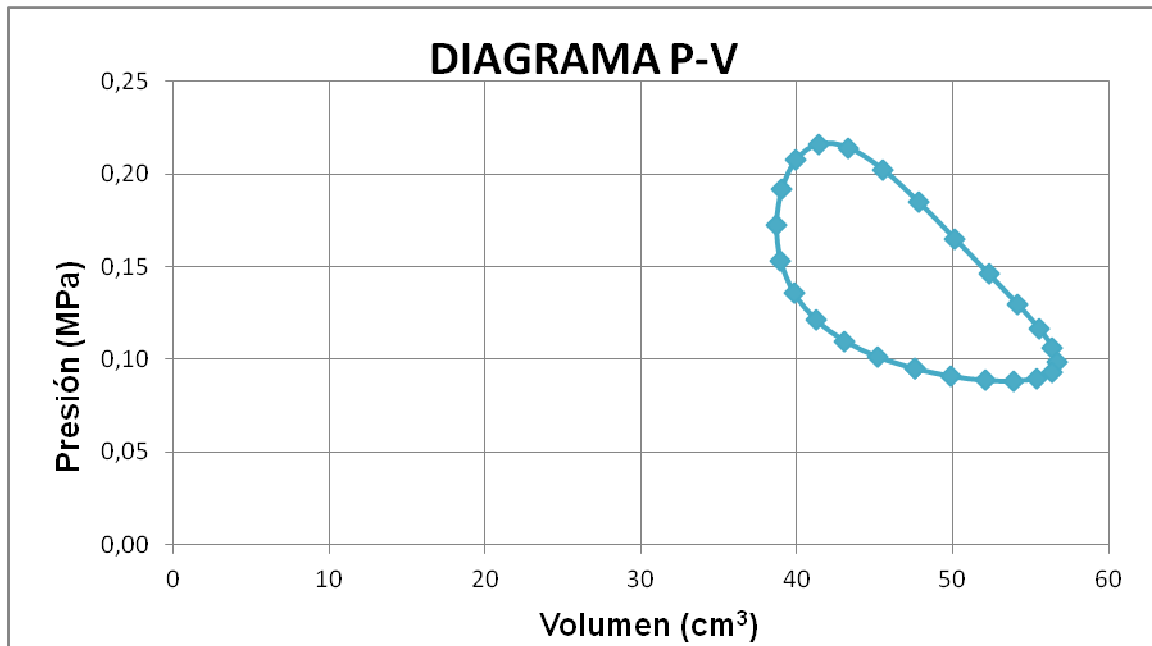
$$W = \frac{\pi(1 - AU)PX(VL)(XY) \sin(AL)}{Y + (Y^2 - X^2)^{\frac{1}{2}}} \left[ \frac{Y - X}{Y + X} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.15)$$

### 3.4.7. DIAGRAMA PRESIÓN - VOLUMEN EN EL CICLO SCHMIDT

Tabla 3.3 Tabla de valores para diagrama P-V Schmidt

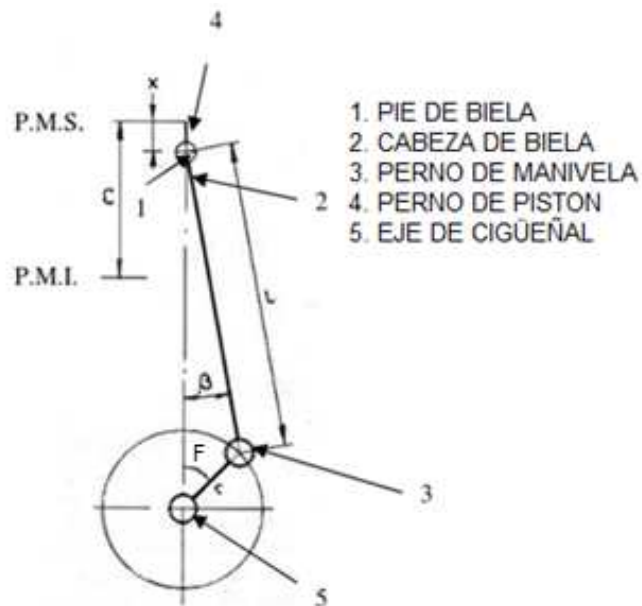
F (grad)	F (rad)	H(N) cm <sup>3</sup>	C(N) cm <sup>3</sup>	V(N) cm <sup>3</sup>	P(N) MPa
0	0,00	4,54	40,93	47,54	0,09
15	0,26	5,08	38,05	45,21	0,10
30	0,52	6,69	34,29	43,05	0,11
45	0,79	9,25	29,89	41,21	0,12
60	1,05	12,58	25,15	39,81	0,14
75	1,31	16,46	20,41	38,94	0,15
90	1,57	20,62	15,98	38,67	0,17
105	1,83	24,78	12,16	39,01	0,19
120	2,09	28,66	9,21	39,95	0,21
135	2,36	32,00	7,34	41,41	0,22
150	2,62	34,55	6,67	43,30	0,21
165	2,88	36,16	7,25	45,48	0,20
180	3,14	36,71	9,04	47,82	0,18
195	3,40	36,16	11,92	50,15	0,16
210	3,67	34,55	15,68	52,31	0,15
225	3,93	32,00	20,08	54,15	0,13
240	4,19	28,66	24,81	55,55	0,12
255	4,45	24,78	29,56	56,42	0,11
270	4,71	20,62	33,99	56,69	0,10
285	4,97	16,46	37,81	56,34	0,09
300	5,24	12,58	40,76	55,41	0,09
315	5,50	9,25	42,63	53,95	0,09
330	5,76	6,69	43,30	52,06	0,09
345	6,02	5,08	42,72	49,87	0,09
360	6,28	4,54	40,93	47,54	0,09

(VÉASE EL ANEXO 9 MÉTODO SCHMIDT PARA DIFERENTE ÁNGULO DEL CIGÜEÑAL)



**Figura 3.2** Diagrama P - V

En este diagrama podemos observar que el área de la curva obtenida nos representa el trabajo realizado por el motor, donde podemos deducir que la potencia será directamente proporcional al área encerrada por la curva P-V, alcanzando su presión máxima cuando el volumen está entre los valores de 40 y 45 cm<sup>3</sup> y una presión mínima entre 50 y 57 cm<sup>3</sup>.



**Figura 3.3** Movimiento del pistón y cigüeñal

Se ha tomado un ángulo del cigüeñal (F) de 30° para los cálculos, pero es necesario tener los volúmenes y las presiones para cada variación del ángulo.

**a) Para algún ángulo F, serie de volúmenes calientes**

$$H(N) = \frac{V_L}{2} [1 - \cos(F)] + HD \quad (3.16)$$

$$H(N) = 6.672 \text{ cm}^3$$

**b) Para algún ángulo F, serie de volúmenes fríos**

$$C(N) = \frac{V_K}{2} [1 + \cos(F)] + CD + \frac{V_P}{2} [1 - \cos(F - AL)] \quad (3.17)$$

$$C(N) = 34.288 \text{ cm}^3$$

**c) Volumen total del gas en algún ángulo del cigüeñal**

$$V(N) = H(N) + C(N) + RD \quad (3.18)$$

$$V(N) = 43.034 \text{ cm}^3$$

**d) Masa del gas**

El volumen máximo total en el prototipo se da en un ángulo F de 270° con un valor de 56.69 cm<sup>3</sup>

$$M = \frac{P_{atm} \times V_{max}}{R \times T_{min}} \quad (3.19)$$

$$M = 4.452 \times 10^{-5} \text{ Kg}$$



e) Por la ley del gases ideales la presión en cualquier ángulo del cigüeñal

$$P(N) = \frac{M(R)}{\frac{H(N)}{T_{max}} + \frac{C(N)}{T_{min}} + \frac{RD}{TR}} \quad (3.20)$$

$$P(N) = 0.11 \text{ MPa}$$

### 3.5. PARÁMETROS Y VARIABLES PARA LA ECUACIÓN DE BEALE

Tabla 3.4 Parámetros necesarios para Beale

Parámetro	Valor	Unidades
<b>N beale</b>	0,13	
<b>Pm</b>	0,13	<b>MPa</b>
<b>Vmax</b>	56,69	<b>cm3</b>
<b>RPM</b>	2000,00	<b>rpm</b>
<b>Fc</b>	33,33	<b>Hz</b>

(VÉASE EL ANEXO 10 ECUACIÓN DE BEALE - PROTOTIPO EXISTENTE)

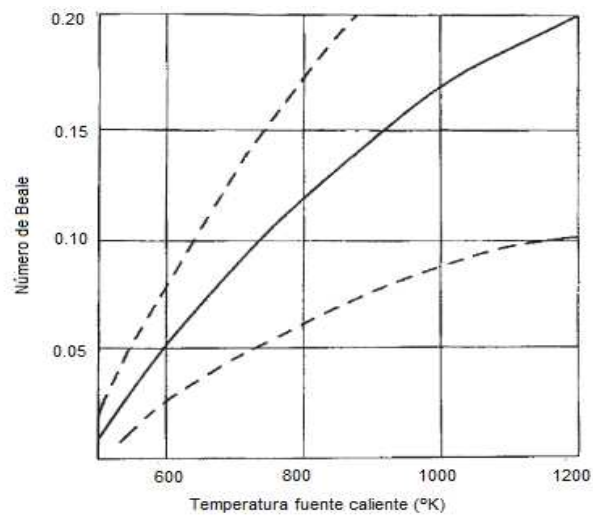


Figura 3.4 Número de Beale

El número de Beale se determinó a la temperatura del foco caliente de 700°C, este valor puede variar si se disminuyen las pérdidas por fricción, pérdidas de fluido de trabajo por desgaste de los anillos, caídas de presión, etc.

### 3.5.1. ECUACIÓN DE BEALE

$$P_w = B_n \times P_m \times V_{max} \times N \quad (3.21)$$

### 3.5.2. PRESIÓN MEDIA

$$P_m = \frac{M \times R}{\frac{V_L}{2 \times T_{max}} + \frac{R_D}{T_R} + \frac{V_K}{2 \times T_{min}} + \frac{V_P}{2 \times T_{min}}} \quad (3.22)$$

$$P_m = 0.132 \text{ MPa}$$

### 3.5.3. VELOCIDAD EN HERTZ (N)

$$N = \frac{n}{60} \quad (3.23)$$

$$N = 33.333 \text{ Hz}$$

### 3.5.4. POTENCIA ÚTIL EN EL EJE DETERMINADA POR LA ECUACIÓN DE BEALE

<b>P<sub>w</sub></b>	32.31	<b>WATTS</b>
----------------------	-------	--------------

### 3.5.5. EFICIENCIA TÉRMICA

$$\eta = \frac{R \times (T_{max} - T_{min}) \times \ln\left(\frac{v_{max}}{v_{min}}\right)}{R \times T_{max} \times \ln\left(\frac{v_{max}}{v_{min}}\right)} \quad (3.24)$$

<b>η</b>	66.80%
----------	--------

### 3.6. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El objetivo del análisis de transferencia de calor es determinar las temperaturas que se logran en el interior del cilindro ( $T_{ob}$  y  $T_{oL}$ ).

En el foco caliente y en el foco frío existen tres medios de transferencia de calor los cuales son: conducción, convección, radiación.

El circuito de resistencias aplicable para el foco caliente se obtiene a partir del esquema físico representado en la figura 3.5.

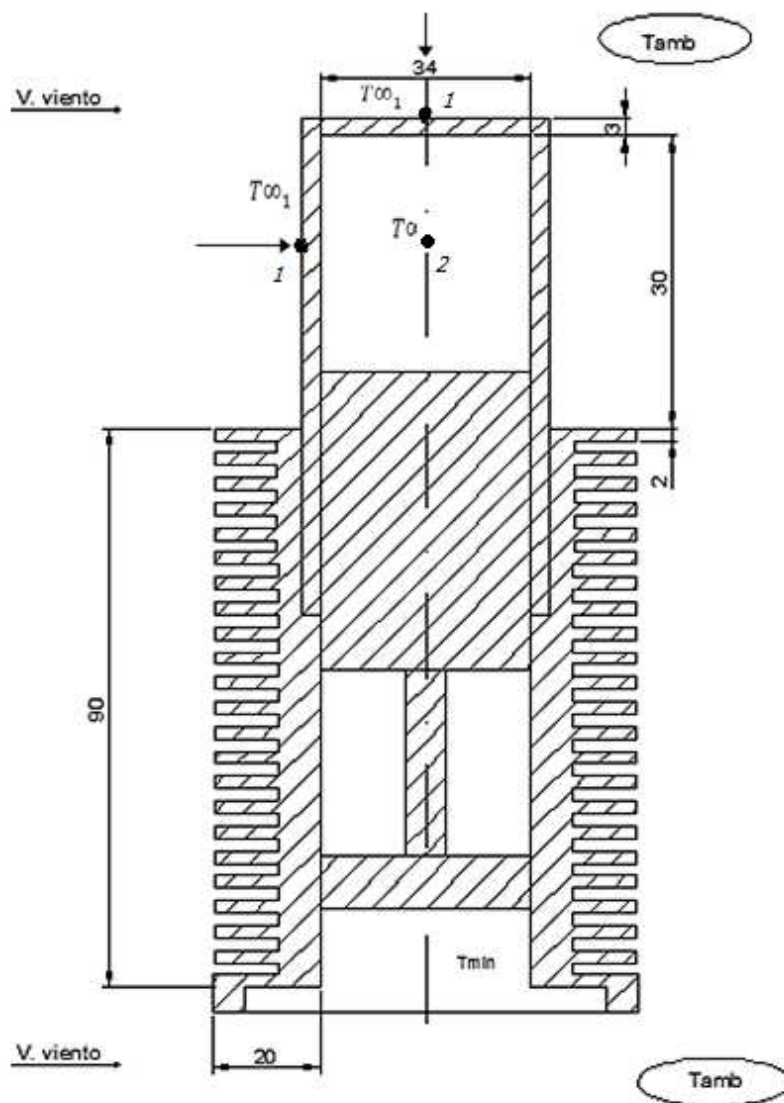


Figura 3.5 Esquema físico del foco caliente y foco frío

Se asume que la temperatura interna en las paredes de la cámara fría es igual a la temperatura baja del ciclo  $T_{min}$ .

Como una aproximación, se asume que la temperatura interna en las paredes del foco caliente es igual a la temperatura alta del ciclo  $T_{max}$ .

Para facilitar la deducción y utilización de ecuaciones se asume que las temperaturas exteriores de la base y de la zona lateral son iguales. Esto no genera una desviación considerable, gracias a que la conductividad de calor en el aluminio es bastante alta.

En el foco caliente existe un flujo de calor hacia el interior del sistema y además existe una constante fuga de calor debido a los fenómenos de convección y de radiación a través de la base del cilindro (B) y la zona lateral (L). Para resolver este problema es necesario plantear un circuito térmico equivalente correspondiente al esquema físico el foco caliente, tal como se muestra en la figura 3.6.

### 3.6.1 ESQUEMA DE LA ANALOGÍA ELÉCTRICA

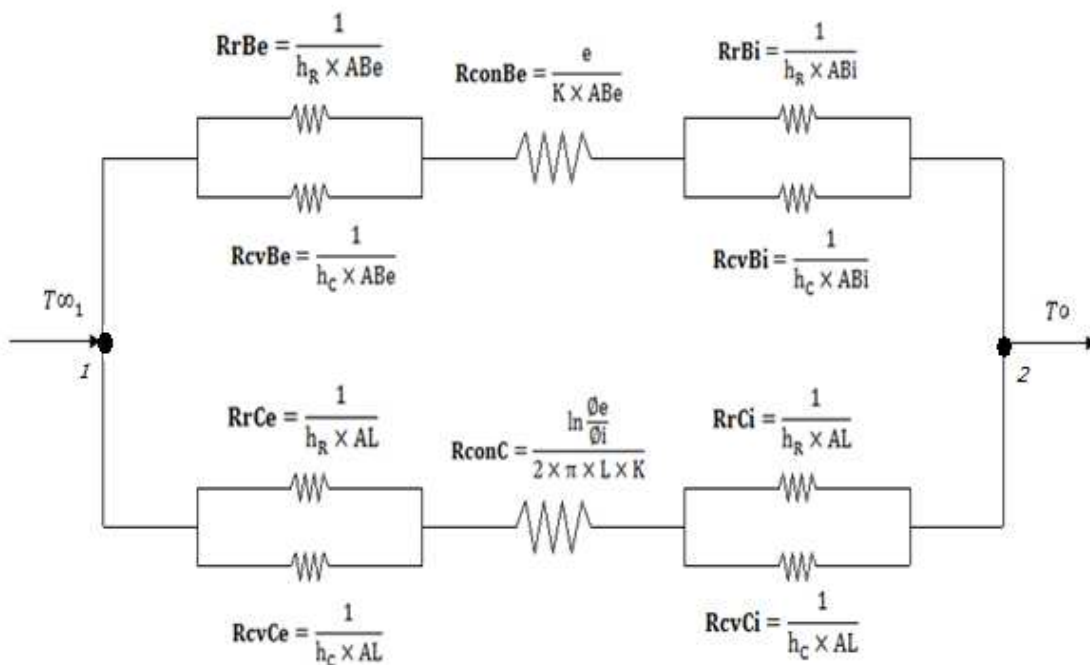


Figura 3.6 Circuito Térmico Equivalente

**Tabla 3.5** Parámetros para análisis de transferencia de calor en el cilindro

Nombre	Especificación	Unidad
$T_{\infty 1}$	Temperatura exterior de la base del cilindro	$^{\circ}\text{K}$
$T_o$	Temperatura de las superficies internas de la cámara	$^{\circ}\text{K}$
DC	Diámetro interior del cilindro	Mm
DEC	Diámetro exterior del cilindro	Mm
e	Espesor de la pared del cilindro	Mm
L	Longitud lateral sin aletas	Mm
Laleteada	Longitud aleteada	Mm
$A_{Bi}$	Área de la base del cilindro interna	$\text{m}^2$
$A_{Be}$	Área de la base del cilindro externa	$\text{m}^2$
$A_L$	Área lateral exterior plana del cilindro	$\text{m}^2$
$A_{ALTS}$	Área de la superficie del arreglo aleteado	$\text{m}^2$
$No$	Eficiencia global de la superficie aleteada	---
$h_C$	Coeficiente de transferencia de calor por convección	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$h_R$	Coeficiente de transferencia de calor por radiación	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
k	Conductividad térmica del material	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$

**Tabla 3.6** Parámetros para el análisis de transferencia de calor en la base del cilindro

Nombre	Especificación	Unidad
$R_{rBe}$	Resistencia térmica de conducción base exterior del cilindro	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
$R_{cvBe}$	Resistencia térmica de convección base exterior del cilindro	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
$R_{conBe}$	Resistencia térmica de conducción base del cilindro	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
$R_{rBi}$	Resistencia térmica de radiación base interior del cilindro	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
$R_{cvBi}$	Resistencia térmica de convección base interior del cilindro	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$

**Tabla 3.7** Parámetros para el análisis de transferencia de calor zona lateral sin aletas

Nombre	Especificación	Unidad
$R_{rCe}$	Resistencia térmica de radiación en la zona lateral externa	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
$R_{cvCe}$	Resistencia térmica de convección en la zona lateral externa	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
$R_{conC}$	Resistencia térmica de conducción del cilindro	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
$R_{rCi}$	Resistencia térmica de radiación en la zona lateral interna	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
$R_{cvCi}$	Resistencia térmica de convección en la zona lateral interna	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$

(VÉASE EL ANEXO 11 TRANSFERENCIA DE CALOR – PROTOTIPO EXISTENTE)

### 3.6.2. RESOLUCIÓN DE RESISTENCIA TÉRMICA DE RADIACIÓN BASE INTERNA

$$h_R = 4 \times \epsilon \times \sigma \times T_m^3 \quad (3.25)$$

**Tabla 3.8** Parámetros para resolución de resistencia térmica radiación base interna

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$\epsilon$	Emisividad del cartucho de latón oxidado	0.5	-----
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	$5.67 \times 10^{-8}$	$W/m^2 \cdot ^\circ K^4$
$T_m$	Temperatura	973	$^\circ K$

$$R_r B_i = \frac{1}{h_R \times A B_i} \quad (3.26)$$

**Tabla 3.9** Resultados de la resistencia térmica radiación base interna

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$h_R$	Coeficiente de Transferencia de Calor por Radiación	<b>104.46</b>	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$
$R_r B_i$	Resistencia Térmica de Radiación Base Interna	<b>10.54</b>	$\frac{^\circ K}{W}$

### 3.6.3. RESOLUCIÓN DE RESISTENCIA TÉRMICA DE RADIACIÓN BASE EXTERNA

$$R_r B_e = \frac{1}{h_R \times A B_e} \quad (3.27)$$

**Tabla 3.10** Resultados de la resistencia térmica radiación base externa

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$h_R$	Coeficiente de Transferencia de Calor por Radiación	104.46	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$
$R_{rE_e}$	Resistencia Térmica de Radiación Base Externa	7.61	$\frac{^\circ K}{W}$

### 3.6.4. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN NATURAL EN LA BASE EXTERNA

El coeficiente de transferencia de calor por convección natural depende bastante de la velocidad, entre mas alta sea esta mas alto es el coeficiente. Las velocidades del fluido asociadas con la convección natural son bajas, por lo general menores a 1 m/s.<sup>36</sup>

#### a) Número de Grashof

El número de Grashof, el cual es adimensional y representa la razón entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actua sobre el fluido, rige el régimen de flujo en la convección natural.<sup>37</sup>

$$Gr_L = \frac{g \times \beta \times (T_s - T_{air}) \times D^3}{\nu^2} \quad (3.28)$$

<sup>36</sup> Yanus A. Cengel, Transferencia de Calor, P. 460

<sup>37</sup> Yanus A. Cengel, Transferencia de Calor, P. 465

**Tabla 3.11** Datos y resultados del coeficiente de transferencia de calor convección natural

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$g$	Aceleración de la gravedad	9.81	m/s <sup>2</sup>
T <sub>abs</sub>	Temperatura Absoluta	634	°K
$\beta$	Coefficiente de expansión volumétrica	1/634	°K <sup>-1</sup>
$\nu$	Viscosidad cinemática del fluido	5.78x10 <sup>-5</sup>	m <sup>2</sup> /s
D	Diámetro exterior del cilindro	0.04	M
T <sub>s</sub>	Temperatura de la superficie	973	°K
T <sub>air</sub>	Temperatura del fluido suficientemente lejos	295	°K
Pr	Número de Prandtl	0.688	—
k <sub>fluid</sub>	Conductividad del fluido	48.804x10 <sup>-3</sup>	W/m°K

### b) Cilindro Vertical

La superficie exterior de un cilindro vertical se puede tratar como una placa vertical cuando el diámetro del cilindro es suficientemente grande, de modo que los efectos de la curvatura sean despreciables. Esta condición se satisface si:

$$D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}} \quad (3.29)$$

### c) Número de Rayleigh

La transición de una capa límite de convección libre depende de la magnitud relativa de las fuerzas de empuje y viscosa del fluido. Se acostumbra correlacionar su ocurrencia en términos del número de Rayleigh, que es simplemente el producto de los números de Grashof y Prandtl.<sup>38</sup>

---

<sup>38</sup> Incropera, F, Fundamentos de Transferencia de Calor, P. 491.



$$Ra_L = Gr_L \times Pr \quad (3.30)$$

LeFevre y Ede (1956) emplearon un metodo integral con el fin de solucionar las ecuaciones que gobiernan el fenomeno en cilindro vertical obteniendo la siguiente expresi3n del numero de Nusselt promedio en regimen laminar.<sup>39</sup>

$$Nu = \frac{4}{3} \left[ \frac{Gr_L \times Pr^2}{5(20+21Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4(272+315Pr)L}{35(64+63Pr)D} \quad (3.31)$$

En donde  $Nu$  y  $Gr_L$  est3n basados en la altura  $L$ , del cilindro.

$$h_c = \frac{Nu \times K}{D} \quad (3.32)$$

$$R_{cvn} B_e = \frac{1}{h_c \times A B_e} \quad (3.33)$$

**Tabla 3.12** Datos y resultados del c3lculo por convecci3n natural

Par3metro	Definici3n	Valor	Unidad
$Gr_L$	N3mero de Grashof	$2.007 \times 10^5$	—
$Ra_L$	N3mero de Rayleigh	$1.382 \times 10^5$	—
$Nu_L$	N3mero de Nusselt convecci3n natural	10.903	—
$h_c$	Coficiente de Transferencia de calor por Convecci3n Natural	13.303	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$R_{cvn} B_e$	Resistencia T3rmica por Convecci3n Natural Base Externa	<b>59.818</b>	$\frac{K}{W}$

<sup>39</sup> Mayorga M, Determinaci3n y Predicci3n del Coficiente de Transferencia de Calor Alrededor del Bulbo de un Term3metro de Vidrio, P. 31

### 3.6.5. CONVECCIÓN FORZADA EN EL INTERIOR DE LA BASE DEL CILINDRO

$$Re_D = \frac{V \times D}{\nu} \quad (3.34)$$

**Tabla 3.13** Parámetros necesarios para convección forzada interior base del cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
<b>V</b>	Velocidad del aire en el interior	1.33	m/s
<b>D</b>	Diámetro interno del cilindro	0.034	M
<b><math>\nu</math></b>	Viscosidad cinemática del fluido interno	$1.167 \times 10^{-4}$	m <sup>2</sup> /s

Para condiciones laminares completamente desarrolladas, con una temperatura superficial uniforme constante.<sup>40</sup>

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_c \times D}{k_{fluid}} = 3.66 \quad T_s \text{ Constante} \quad (3.35)$$

**Tabla 3.14** Parametros para el cálculo convección forzada interior base del cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
<b><math>k_{fluid}</math></b>	Conductividad del material (973°K)	$65 \times 10^{-3}$	W/m°K
<b><math>Re_D</math></b>	Número de Reynolds	387.62	—
<b><math>Nu_D</math></b>	Número de Nusselt convección forzada	3.66	—

$$\overline{h}_{cf} = \frac{\overline{Nu} \times k_{fluid}}{D} \quad (3.36)$$

$$R_{cv} B_i = \frac{1}{\overline{h}_c \times A_{Bi}} \quad (3.37)$$

<sup>40</sup> Incropera. F, Fundamentos de Transferencia de Calor, Capitulo 8, P.440

**Tabla 3.15** Resultados convección forzada interior base del cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$h_{cf}$	Coeficiente de Transferencia de calor por Convección Forzada	7.04	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$
$R_{cv} B_t$	Resistencia Térmica por Convección Natural Base Externa	156.44	$\frac{^\circ K}{W}$

### 3.6.6. RESISTENCIA DE CONDUCCIÓN EN LA BASE DEL CILINDRO

$$R_{con} B_e = \frac{e}{K \times A B_e} \quad (3.38)$$

**Tabla 3.16** Parámetros para el cálculo conducción interior base del cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$K$	Coeficiente de Conductividad Térmica del Material (973°K)	149	W/m °K
$e$	Espesor de la Base	0.03	M

**Tabla 3.17** Resultado resistencia térmica de conducción

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$R_{con} B_e$	Resistencia Térmica de Conducción	0.016	$\frac{^\circ K}{W}$

### 3.6.7. RESISTENCIA TERMICA DE RADIACIÓN ZONA LATERAL EXTERNA

$$h_R = 4 \times \epsilon \times \sigma \times T_m^3 \quad (3.39)$$

**Tabla 3.18** Parámetros cálculo radiación térmica zona externa lateral cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$\epsilon$	Emisividad	0.5	-----
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	$5.67 \times 10^{-8}$	$W/m^2 \text{ } ^\circ K^4$
$T_m$	Temperatura	973	$^\circ K$

$$R_R C_e = \frac{1}{h_R \times A L_e} \quad (3.40)$$

**Tabla 3.19** Resultado resistencia radiación zona externa lateral cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$h_R$	Coficiente de Radiación Térmica	<b>104.46</b>	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$
$R_R C_e$	Resistencia Térmica de Radiación	<b>2.539</b>	$\frac{^\circ K}{W}$

### 3.6.8. RESISTENCIA TÉRMICA DE RADIACIÓN CILINDRO ZONA LATERAL INTERNA

$$h_R = 4 \times \epsilon \times \sigma \times T_m^3 \quad (3.41)$$

**Tabla 3.20** Parámetros necesarios cálculo radiación térmica zona interna lateral cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$\epsilon$	Emisividad	0.5	-----
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	$5.67 \times 10^{-8}$	$W/m^2 \text{ } ^\circ K^4$
$T_m$	Temperatura	973	$^\circ K$

$$R_R C_i = \frac{1}{h_R \times A L} \quad (3.42)$$

**Tabla 3.21** Resultado resistencia radiación zona interna lateral cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$h_R$	Coeficiente de Radiación Térmica	104.46	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$
$R_{R}C_i$	Resistencia Térmica de Radiación	3.319	$\frac{^\circ K}{W}$

### 3.6.9. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN NATURAL ZONA EXTERNA DEL CILINDRO

$$h_c = \frac{Nu \times K}{D} \quad (3.43)$$

$$R_{cv}C_e = \frac{1}{h_c \times AL} \quad (3.44)$$

**Tabla 3.22** Parámetros necesarios cálculo convección natural zona externa cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$Gr_L$	Número de Grashof	$2.007 \times 10^5$	—
$Ra_L$	Número de Rayleigh	$1.382 \times 10^5$	—
$Nu_L$	Número de Nusselt conveccion natural	10.903	—
$h_c$	Coeficiente de Transferencia de calor por Convección Natural	13.303	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$
$R_{cvn}C_e$	Resistencia Térmica por Convección Natural Base Externa	19.93	$\frac{^\circ K}{W}$

### 3.6.10. RESISTENCIA TÉRMICA CONVECCIÓN FORZADA ZONA LATERAL INTERNA DEL CILINDRO

$$\bar{h}_c = \frac{\bar{Nu} \times k_{fluida}}{D} \quad (3.45)$$

$$R_{cv}C_i = \frac{1}{h_c \times A_L} \quad (3.46)$$

**Tabla 3.23** Resultados convección forzada zona lateral interna cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$h_c$	Coeficiente de Transferencia de calor por Convección Forzada	7.041	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$
$R_{cv}C_i$	Resistencia Térmica por Convección Natural en la Zona Lateral Interior	49.25	$\frac{^\circ K}{W}$

### 3.6.11. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN EN EL CILINDRO

La distribución de temperaturas asociada con la conducción radial a través de una pared cilíndrica es logarítmica, no lineal, como lo es para la pared plana bajo las mismas condiciones.<sup>41</sup>

$$R_{con}C = \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \times \pi \times L \times K_{AL}} \quad (3.47)$$

**Tabla 3.24** Datos y resultados del cálculo de conducción en el cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$K$	Coeficiente de Conductividad Térmica del Material (700°C)	149	W/m °K
$L$	Longitud del Cilindro	0.030	M
$R_{con}C$	Resistencia de Conducción en el Cilindro	$5.78 \times 10^{-3}$	$\frac{^\circ K}{W}$

<sup>41</sup> Incropera. F, Fundamentos de Transferencia de Calor, P.91

### 3.6.12. CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LAS ALETAS

El objetivo del análisis de transferencia de calor en las aletas es determinar el flujo de calor que estas generan y disipan al ambiente.

La fuerza de fricción se incrementa conforme se introducen mas y mas superficies sólidas, perturbando gravemente el flujo de fluido y la transferencia de calor, por esta razon los sumideros de calor con aletas muy poco espaciadas entre si no son apropiadas para el enfriamiento por convección natural, y la transferencia de calor esta dada por:<sup>42</sup>

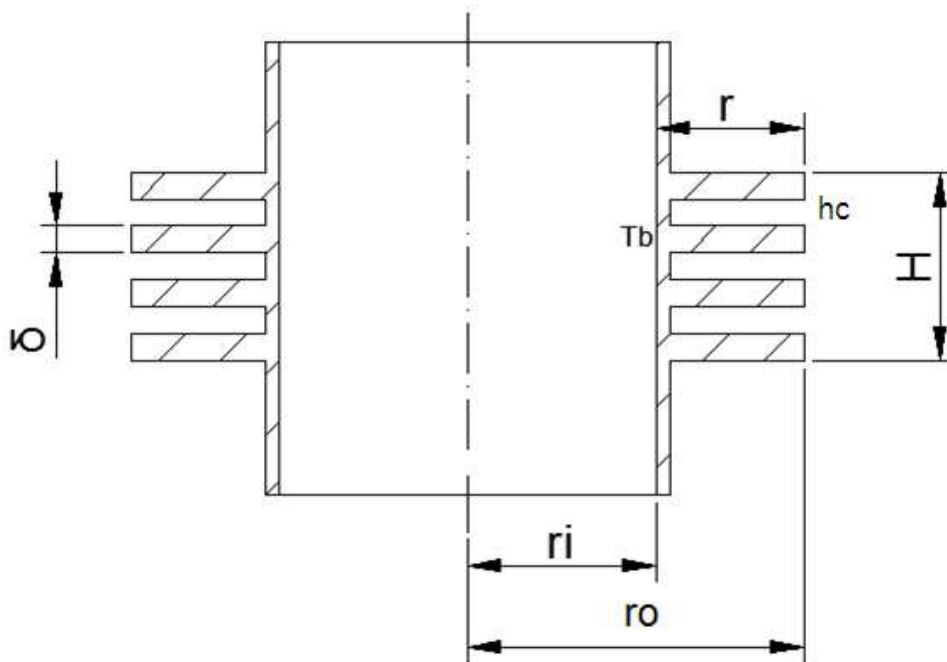


Figura 3.7 Variables para la resolución de las aletas

$$q_t = hA_t \left[ 1 - \frac{N_{\text{aletas}} A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \theta_b \quad (3.48)$$

$$A_f = 2\pi(r_{2c}^2 - r_i^2) \quad (3.49)$$

<sup>42</sup> Incropera. F, Fundamentos de Transferencia de Calor, P.127

$$r_{2c} = r_o + \left(\frac{\delta}{2}\right) \quad (3.50)$$

$$A_t = N_{\text{aletas}} A_f + 2\pi r(H - N_{\text{aletas}} t) \quad (3.51)$$

$$L_c = r + \frac{\delta}{2} \quad (3.52)$$

$$A_p = L_c \times \delta \quad (3.53)$$

$$nf = L_c \frac{3}{2} \left(\frac{h}{kA_p}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.54)$$

**Tabla 3.25** Parámetros necesarios cálculo calor en la zona aleteada<sup>43</sup>

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
hc	Coficiente de película	6.22	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
r <sub>o</sub>	Radio de las aletas y cilindro	0.037	M
k	Coficiente de conductividad aluminio (50°C)	26.96x10 <sup>-3</sup>	$\frac{W}{m \cdot K}$
δ	Espesor de la aleta	0.002	M
r <sub>2c</sub>	Radio corregido	0.038	M
A <sub>t</sub>	Area total	0.235	m <sup>2</sup>
A <sub>f</sub>	Area superficial	7.25x10 <sup>-3</sup>	m <sup>2</sup>
nf	Eficiencia de la aleta	80	%

<sup>43</sup> Incropera. F, Fundamentos de Transferencia de Calor, P.828



**Tabla 3.26** Parámetros necesarios cálculo zona aleteada<sup>44</sup>

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$r_{prom}$	Radio de las aletas y cilindro	0.541	M
D	Diámetro cilindro incluido aletas	0.074	M
$T_{base}$	Temperatura de la base	323	°k
$T_e$	Temperatura exterior	295	°k

$q_t$	6,853 W
-------	---------

$$A_R = \frac{2\pi r_i H - 2\pi r_i \delta N_{aletas}}{N_{aletas}} \quad (3.55)$$

$$r_i = r_o - r \quad (3.56)$$

**Tabla 3.27** Resultado zona aleteada del cilindro

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
H	Altura de todas las aletas	0.090	M
$N_{aletas}$	Número de aletas	32	----

$$Q_r = hc \times A_R \times (T_b - T_{\infty_e}) \quad (3.57)$$

<sup>44</sup> Incropera. F, Fundamentos de Transferencia de Calor, P.123

**Tabla 3.28** Resultado zona de ranura aleteada

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$A_R$	Area de la ranura	$8.67 \times 10^{-5}$	$m^2$
$T_{base}$	Temperatura de la base	323	$^{\circ}k$
$T_{we}$	Temperatura exterior	295	$^{\circ}k$

$Q_r$	0.015 W
-------	---------

$$Q_T = q_t + Q_{ranura} \quad (3.58)$$

$Q_T$	6.868 W
-------	---------

### 3.6.13. RESISTENCIA EQUIVALENTE EN LA BASE DEL CILINDRO

#### a) Resistencia térmica en paralelo base interna

$$R1 = \frac{1}{RrBi + RcvBi} \quad (3.59)$$

$$R1 = 5.98 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$$

#### b) Resistencia térmica en paralelo base externa

$$R2 = \frac{1}{RrBe + RcvBe} \quad (3.60)$$

$$R2 = 0.015 \frac{^{\circ}K}{W}$$

c) Resistencia total en la base

$$R_{conBe} = 0.016 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$RT1 = R1 + R_{conBe} + R2 \quad (3.61)$$

$$RT1 = 0.037 \frac{^{\circ}K}{W}$$

### 3.6.14. RESISTENCIA EQUIVALENTE ZONA LATERAL DEL CILINDRO

a) Resistencia térmica en paralelo zona interna

$$R3 = \frac{1}{R_{rCi} + R_{cvCi}} \quad (3.62)$$

$$R3 = 0.019 \frac{^{\circ}K}{W}$$

b) Resistencia térmica en paralelo zona externa

$$R4 = \frac{1}{R_{rCe} + R_{cvCe}} \quad (3.63)$$

$$R4 = 0.044 \frac{^{\circ}K}{W}$$

c) Resistencia total en el cilindro

$$R_{conC} = 5.78 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$RT1 = R3 + R_{conC} + R4 \quad (3.64)$$

$$RT2 = 0.069 \frac{^{\circ}K}{W}$$

### 3.6.15. TEMPERATURA INTERNA DEL CILINDRO

#### a) Base interior

Hipótesis:  $Q1 \approx \dot{W}_{generada}$

$$P_W = \frac{T_1 - T_0}{RT_1} \quad (3.65)$$

<b>Tob</b>	<b>698.82K</b>
------------	----------------

#### b) Zona lateral interior

Hipótesis:  $Q2 \approx \dot{W}_{generada}$

$$P_W = \frac{T_1 - T_0}{RT_2} \quad (3.66)$$

<b>ToL</b>	<b>697.78 K</b>
------------	-----------------

## 3.7. MODELAMIENTO TERMO - FÍSICO

Para el modelamiento termo – físico partimos de la ley de la conservación de la energía donde:

$$Q_{necesario} = Q_{abs} - Q_p \quad (3.67)$$

$$Q_{necesario} = Q_{abs} - UA(T_p - T_{\infty}) \quad (3.68)$$

$$Q_{necesario} = \eta_o \times A_{espejo} \times G - \frac{1}{\Sigma R_{sq}} \times A(T_p - T_{\infty}) \quad (3.69)$$

$$Q_{necesario} = \eta_o \times A_{espejo} \times G - \frac{1}{R_{CV} + R_R + R_{con}} \times A(T_p - T_{\infty}) \quad (3.70)$$

**Tabla 3.29** Parámetros para el modelamiento termo - físico<sup>45</sup>

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
<b>U</b>	Coeficiente Universal de Transferencia de Calor	_____	<b>W</b>
A	Area del cilindro	_____	<b>W</b>
$T_p$	Temperatura caliente	_____	°K
$T_{\infty}$	Temperatura ambiente	_____	°K
$\eta_o$	Eficiencia Optica	82%	—
$Q_{abs}$	Calor absorbido	_____	<b>W</b>
$Q_p$	Calor Perdido	_____	<b>W</b>
$A_{espejo}$	Area del espejo	—	<b>m<sup>2</sup></b>
<b>G</b>	Irradiación	834	$\frac{W}{m^2}$
$R_{cv}$	Resistencia Térmica de Convección	—	$\frac{°K}{W}$
$R_R$	Resistencia Térmica de Radiación	—	$\frac{°K}{W}$
$R_{con}$	Resistencia Térmica de Radiación	—	$\frac{°K}{W}$
A	Area del Motor Stirling	—	<b>m<sup>2</sup></b>
$T_p$	Temperatura Caliente	700	°K
$T_{\infty}$	Temperatura Fría	50	°K

Diferencia de energía térmica debido a la emisión por radiación y a la absorción por radiación.

$$q_{cv} = h(T_s - T_{\infty}) \quad (3.71)$$

$$q_{rad} = \epsilon \sigma (T_s^4 - T_{air}^4) \quad (3.72)$$

<sup>45</sup> Guasumba. J, Bio concentrador solar de tipo parabólico para aplicaciones de alta temperatura sin emisión de sustancias contaminantes, P.4.

Diferencia de energía térmica liberada por radiación y energía térmica ganada por absorción.

$$Q_{abs} = h(T_S - T_{\infty}) + \varepsilon\sigma(T_S^4 - T_{air}^4) \quad (3.73)$$

$$q_{rad} = \frac{q}{A} \quad (3.74)$$

$$\varepsilon E_p(T_S) - \alpha G = \varepsilon\sigma(T_S^4 - T_{air}^4) \quad (3.75)$$

$$Q_{util} = h(T_S - T_{\infty}) + \varepsilon\sigma(T_S^4 - T_{air}^4) - \frac{1}{\Sigma R_{eq}} A(T_P - T_{\infty}) \quad (3.76)$$

## CAPÍTULO 4

### CALCULO CINEMÁTICO

#### 4.1 CÁLCULOS DEL MOVIMIENTO ALTERNATIVO EN EL PROTOTIPO

Se analiza el movimiento alternativo del pistón, los parámetros que intervienen y de cómo este se transforma en movimiento circular continuo del eje mediante el mecanismo biela – manivela.

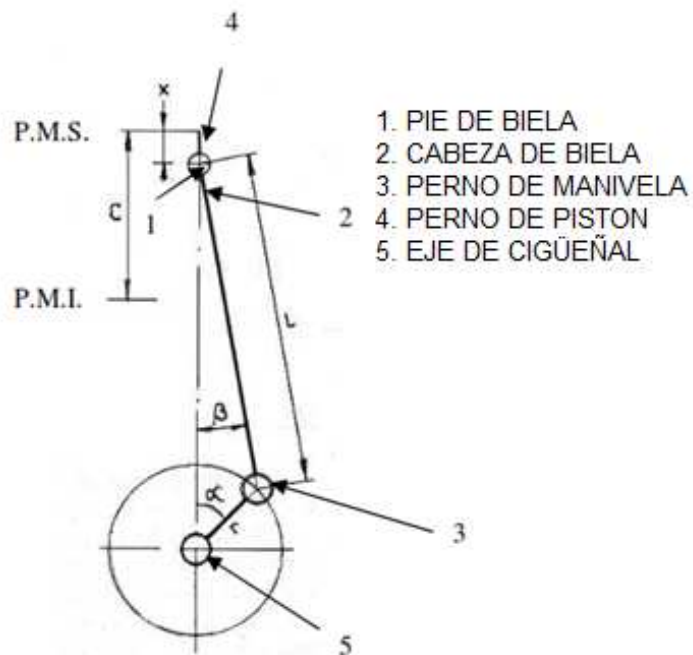


Figura 4.1 Esquema del mecanismo pistón - biela manivela

La variación del ángulo  $F$  del cigüeñal que se utilizó en el cálculo del ciclo Schmidt es el mismo ángulo designado como  $\alpha$  para los cálculos en el movimiento alternativo.

**Tabla 4.1** Tabla de parámetros de análisis para movimiento alternativo

ORDEN	PARÁMETRO	NOMENCLATURA	MEDIDA	UNIDAD
1	Radio del cigüeñal	r	20	mm
2	Longitud de la biela	L	60	mm
3	Carrera del pistón	C	40	mm
4	Número de revoluciones	n	2000	rpm
5	Angulo de fase	$\alpha$	0-360	°

**Tabla 4.2** Cálculos del movimiento alternativo del prototipo Stirling

$\alpha$ (°)	$\alpha$ (rad)	r (mm)	L (mm)	$\lambda$	$\beta$ (rad)	$\beta$ (°)	X (mm)	VL (m/s)	Vmp (m/s)	w (rad/s)	a (m/s <sup>2</sup> )
0	0,00	20	60	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00	2,67	209,44	1169,73
15	0,26	20	60	0,33	0,09	4,95	0,91	1,43	2,67	209,44	1100,66
30	0,52	20	60	0,33	0,17	9,59	3,52	2,70	2,67	209,44	905,98
45	0,79	20	60	0,33	0,24	13,63	7,55	3,66	2,67	209,44	620,34
60	1,05	20	60	0,33	0,29	16,78	12,55	4,23	2,67	209,44	292,43
75	1,31	20	60	0,33	0,33	18,78	18,02	4,40	2,67	209,44	-26,19
90	1,57	20	60	0,33	0,34	19,47	23,43	4,19	2,67	209,44	-292,43
105	1,83	20	60	0,33	0,33	18,78	28,37	3,70	2,67	209,44	-480,32
120	2,09	20	60	0,33	0,29	16,78	32,55	3,02	2,67	209,44	-584,87
135	2,36	20	60	0,33	0,24	13,63	35,83	2,26	2,67	209,44	-620,34
150	2,62	20	60	0,33	0,17	9,59	38,16	1,49	2,67	209,44	-613,55
165	2,88	20	60	0,33	0,09	4,95	39,54	0,74	2,67	209,44	-594,15
180	3,14	20	60	0,33	0,00	0,00	40,00	0,00	2,67	209,44	-584,87
195	3,40	20	60	0,33	-0,09	-4,95	39,54	-0,74	2,67	209,44	-594,15
210	3,67	20	60	0,33	-0,17	-9,59	38,16	-1,49	2,67	209,44	-613,55
225	3,93	20	60	0,33	-0,24	-13,63	35,83	-2,26	2,67	209,44	-620,34
240	4,19	20	60	0,33	-0,29	-16,78	32,55	-3,02	2,67	209,44	-584,87
255	4,45	20	60	0,33	-0,33	-18,78	28,37	-3,70	2,67	209,44	-480,32
270	4,71	20	60	0,33	-0,34	-19,47	23,43	-4,19	2,67	209,44	-292,43
285	4,97	20	60	0,33	-0,33	-18,78	18,02	-4,40	2,67	209,44	-26,19
300	5,24	20	60	0,33	-0,29	-16,78	12,55	-4,23	2,67	209,44	292,43
315	5,50	20	60	0,33	-0,24	-13,63	7,55	-3,66	2,67	209,44	620,34
330	5,76	20	60	0,33	-0,17	-9,59	3,52	-2,70	2,67	209,44	905,98
345	6,02	20	60	0,33	-0,09	-4,95	0,91	-1,43	2,67	209,44	1100,66
360	6,28	20	60	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00	2,67	209,44	1169,73

**(VÉASE EL ANEXO 12 MOVIMIENTO ALTERNATIVO PARA DIFERENTE ANGULO DE FASE PROTOTIPO STIRLING)**



#### 4.1.1. ÍNDICE DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN DEL CIGÜEÑAL

$$\lambda := \frac{r}{L} \quad (4.1)$$

$$\lambda = 0.333$$

#### 4.1.2. ÁNGULO DEL DESPLAZAMIENTO DE LA BIELA

$$\beta := (\text{asin}(\lambda \cdot \sin(\alpha_1))) \quad (4.2)$$

$$\beta_1 = 9.594^\circ$$

#### 4.1.3. DESPLAZAMIENTO PISTÓN EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DEL CIGÜEÑAL

$$X := r \cdot \left| (1 - \cos(\alpha_1)) + \left(\frac{1}{\lambda}\right) \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot (\sin(\alpha_1))^2}\right] \right| \quad (4.3)$$

$$X = 3.52 \text{ mm}$$

#### 4.1.4. VELOCIDAD DEL PISTÓN

$$V_L := \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_1 \cdot \left( \sin(\alpha_1) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\alpha_1) \right) \quad (4.4)$$

$$V_L = 2.699 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

#### 4.1.5. VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN

$$V_{mp} := \frac{C \cdot n}{30} \quad (4.5)$$

$$V_{mp} = 2.667 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

#### 4.1.5. VELOCIDAD ANGULAR

$$\omega := \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (4.6)$$

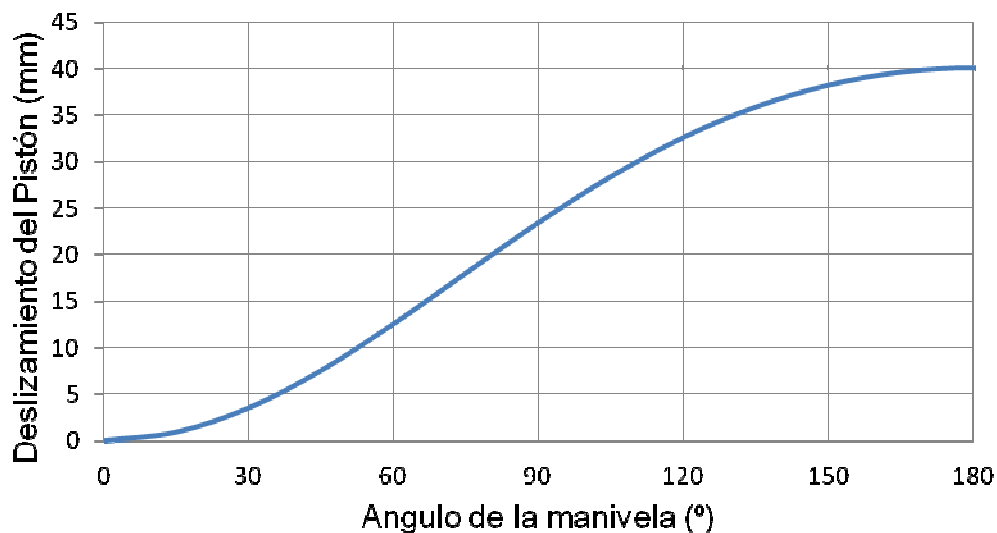
$$\omega = 209.44 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

#### 4.1.6. ACELERACIÓN

$$a := \omega^2 \cdot r_1 \cdot (\cos(\alpha_1) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_1)) \quad (4.7)$$

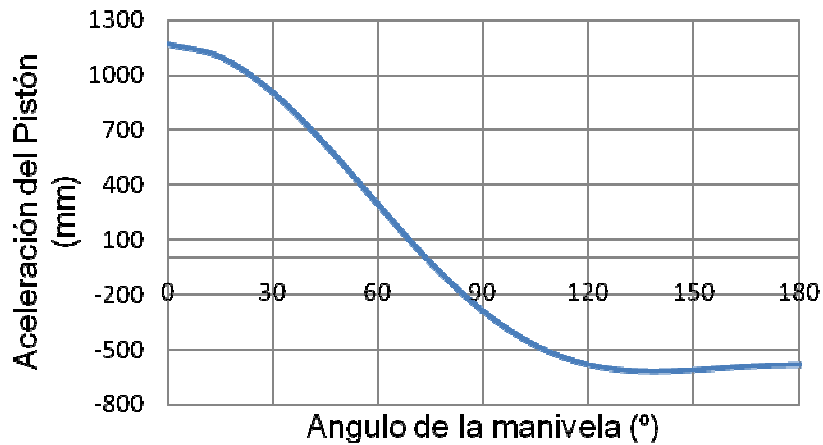
$$a = 905.979 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

### 4.2. GRÁFICAS DEL MOVIMIENTO ALTERNATIVO



**Figura 4.2** Variación en el desplazamiento del pistón respecto al ángulo del cigüeñal

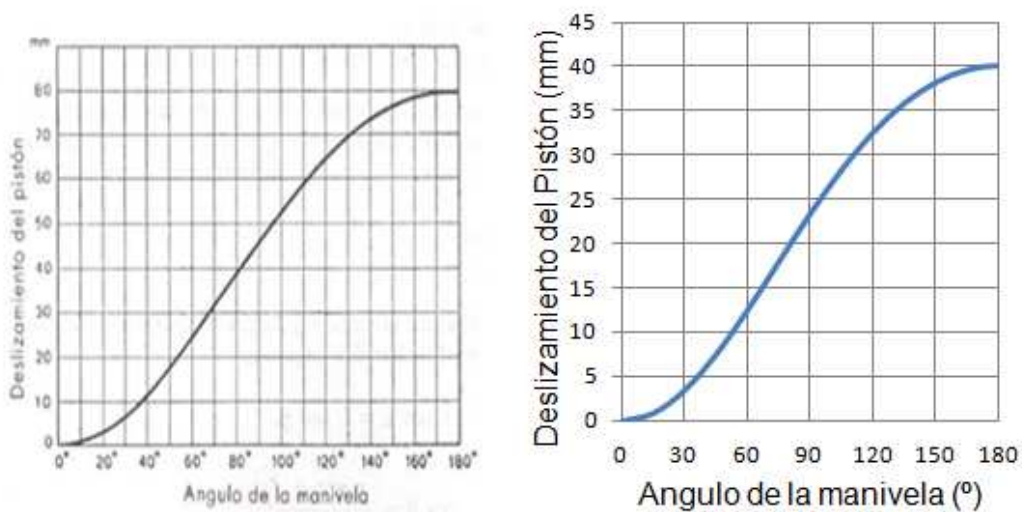
En la gráfica se puede observar que la curva obtenida tiene su máximo desplazamiento para un ángulo de la manivela de 180° alcanzando toda la longitud de su carrera del pistón desplazador, y la velocidad lineal no es uniforme.



**Figura 4.3** Aceleración - ángulo de la manivela

En la gráfica se puede observar que la curva obtenida tiene forma similar a la función coseno, con un ligero desfase angular pues su valor de aceleración 0° no se da en el ángulo de 90°, alcanzando su máxima amplitud que representa la aceleración para un ángulo de la manivela de 0°, y en un ángulo de 75° la aceleración se reduce a cero, lo que nos indica que el cigüeñal gira por su propia inercia en este punto.

### 4.3. COMPARACIÓN DEL MOVIMIENTO ALTERNATIVO TEÓRICO – REAL

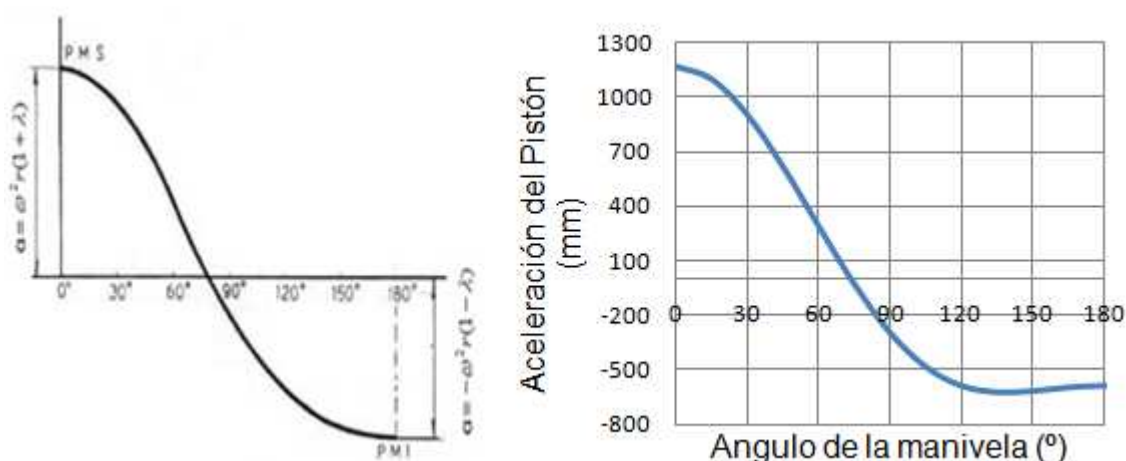


**Figura 4.4** Desplazamiento del pistón – ángulo del cigüeñal

**Tabla 4.3** Tabla comparativa movimiento rotacional desplazamiento

TEÓRICO	REAL
Se observa que para un movimiento angular de la manivela $\alpha=90^\circ$ , el pistón recorre un trayecto superior a la mitad de la carrera.	Se puede observar que el desplazamiento del pistón es mayor de $0^\circ$ a $90^\circ$ que de $90^\circ$ a $180^\circ$ del ángulo de la manivela por lo que se cumple que es igual al movimiento alternativo teórico.
La velocidad del pistón se desarrolla al máximo durante la primera mitad de la carrera	Se cumple que la velocidad del pistón es mayor durante la primera mitad de la carrera, cumpliéndose lo teórico.
La velocidad lineal no es uniforme y es mayor en el primer trayecto invirtiendo menos tiempo en la primera mitad de la carrera	La velocidad al ser directamente proporcional al desplazamiento e inversamente proporcional al tiempo, en tiempos iguales del movimiento de la manivela de $0^\circ$ a $90^\circ$ y $90^\circ$ a $180^\circ$ se determina que la velocidad es mayor en el primer trayecto por existir un mayor desplazamiento.

#### 4.4. ACELERACIÓN DEL PISTÓN VS ÁNGULO DEL CIGÜEÑAL.



**Figura 4.5** Aceleración vs ángulo del cigüeñal

**Tabla 4.4** Tabla comparativa movimiento rotacional aceleración

TEÓRICO	REAL
Se observa que la gráfica de la aceleración tiene un comportamiento cosenoidal.	En este caso podemos observar que en la grafica de la aceleración en el trayecto de 0° a 90° tiene un comportamiento cosenoidal, y de 90° a 180° varia su comportamiento concluyendo que no posee una aceleración uniforme, a diferencia del teórico.
Podemos observar que la aceleración para este caso es constante tanto para el primer trayecto como para el segundo trayecto es la misma.	En el caso real del motor Stirling podemos observar que la aceleración en el primer trayecto de 0° a 90° es constante, pero en el segundo trayecto de 90° a 180° la aceleración disminuye, contrastando con lo teórico.
La aceleración en el P.M.S como el P.M.I tienen la misma magnitud pero de sentido contrario.	La aceleración en el P.M.S y en el P.M.I tiene diferente magnitud y sentido.

## 4.5. FUERZA

El pistón de potencia entrega la fuerza para aplicar torque al cigüeñal.

La fuerza máxima será hacia afuera y está dada por:

$$F_{\max} = A \times (P_{\max} - P_{\text{amb}}) \quad (4.8)$$

$$F_{\max} = \pi \times \left(\frac{\theta}{2}\right)^2 \times (P_{\max} - P_{\text{amb}}) \quad (4.9)$$

$$F_{\max} = 130.02 \text{ N}$$

La fuerza mínima será hacia adentro y está dada por<sup>46</sup>:

$$F_{\min} = A \times (P_{\text{amb}} - P_{\min}) \quad (4.10)$$

$$F_{\min} = \pi \times \left(\frac{g}{2}\right)^2 \times (P_{\text{amb}} - P_{\min}) \quad (4.11)$$

$$F_{\min} = -15.62 \text{ N}$$

## 4.6. TORQUE

La tendencia de una fuerza hacer girar un cuerpo en torno a cierto eje se mide por medio de una cantidad llamada momento de torsión (torque), la magnitud del momento de torsión debido a una fuerza F es<sup>47</sup>:

$$\tau = F \times d \quad (4.12)$$

$$\tau_{\max} = 2.6 \text{ J}$$

$$\tau_{\min} = -0.31 \text{ J}$$

**Tabla 4.5** Tabla de datos para el cálculo de la fuerza y torque aplicada al motor

Parámetro	Definición	Valor	Unidad
$\tau$	Momento de torsion	—	J
F	Fuerza	—	N
d	Brazo de palanca(brazo de momento)	0.02	m

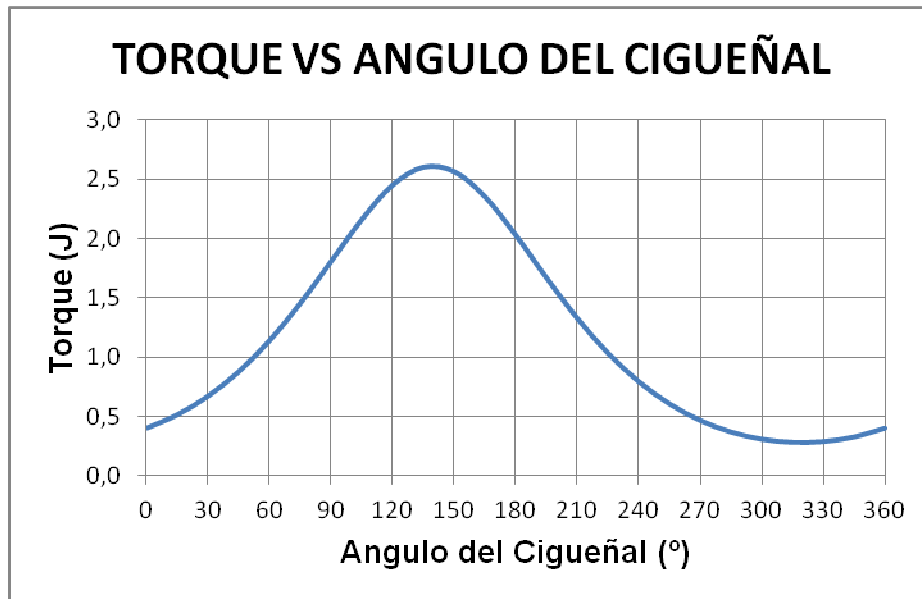
<sup>46</sup> Román. L, Conceptos Básicos Para Diseño De Motor Stirling, P.7.

<sup>47</sup> Serway. R; Faughn. R, Física, P.217.

**Tabla 4.6** Tabla de resultados del cálculo de la fuerza y torque aplicada al motor en diferente ángulo

F (grad)	F (rad)	H(N) cm3	C(N) cm3	V(N) cm3	P(N) Mpa	FUERZA (N)	TORQUE (J)
0	0,00	4,54	40,93	47,54	0,09	19,90	0,40
15	0,26	5,08	38,05	45,21	0,10	25,56	0,51
30	0,52	6,69	34,29	43,05	0,11	33,43	0,67
45	0,79	9,25	29,89	41,21	0,12	43,80	0,88
60	1,05	12,58	25,15	39,81	0,14	56,88	1,14
75	1,31	16,46	20,41	38,94	0,15	72,62	1,45
90	1,57	20,62	15,98	38,67	0,17	90,29	1,81
105	1,83	24,78	12,16	39,01	0,19	108,01	2,16
120	2,09	28,66	9,21	39,95	0,21	122,53	2,45
135	2,36	32,00	7,34	41,41	0,22	130,09	2,60
150	2,62	34,55	6,67	43,30	0,21	128,25	2,56
165	2,88	36,16	7,25	45,48	0,20	117,64	2,35
180	3,14	36,71	9,04	47,82	0,18	101,45	2,03
195	3,40	36,16	11,92	50,15	0,16	83,44	1,67
210	3,67	34,55	15,68	52,31	0,15	66,36	1,33
225	3,93	32,00	20,08	54,15	0,13	51,58	1,03
240	4,19	28,66	24,81	55,55	0,12	39,55	0,79
255	4,45	24,78	29,56	56,42	0,11	30,16	0,60
270	4,71	20,62	33,99	56,69	0,10	23,17	0,46
285	4,97	16,46	37,81	56,34	0,09	18,27	0,37
300	5,24	12,58	40,76	55,41	0,09	15,23	0,30
315	5,50	9,25	42,63	53,95	0,09	13,91	0,28
330	5,76	6,69	43,30	52,06	0,09	14,21	0,28
345	6,02	5,08	42,72	49,87	0,09	16,18	0,32
360	6,28	4,54	40,93	47,54	0,09	19,90	0,40

**(VÉASE EL ANEXO 13 FUERZA Y TORQUE PARA DIFERENTE ANGULO DE FASE PROTOTIPO STIRLING)**



**Figura 4.6** Diagrama de Torque vs ángulo del cigüeñal

En la gráfica podemos observar que la curva tiene la forma de una campana de gauss alcanzando su mayor torque para un ángulo del cigüeñal entre 120° a 150° y un mínimo torque para un ángulo de cigüeñal entre 300° a 330°.



## CAPÍTULO 5

### MODIFICACIÓN, SIMULACIÓN, ANÁLISIS DE RESULTADOS, PLANOS Y FUNCIONAMIENTO

#### 5.1. MODIFICACIONES DEL PROTOTIPO

Después de obtener todo el análisis térmico y cinemático, hemos realizado las siguientes modificaciones mostradas a continuación en la siguiente tabla con el fin de llegar a la potencia de 70 W.

Tabla 5.1 Parámetros modificados del prototipo

ESPECIFICACIÓN	STIRLING PROTOTIPO			STIRLING MODIFICADO		
	Dato	Valor	Unidad	Dato	Valor	Unidad
Diámetro del desplazador.	DB	3,2	cm	DB	3,6	cm
Diámetro del eje del desplazador.	DD	0,3	cm	DD	0,3	cm
Diámetro interior del cilindro.	DC	3,4	cm	DC	3,8	cm
Carrera del desplazador.	RC	4,0	cm	RC	4,0	cm
Carrera del pistón de potencia.	DRD	2,0	cm	RD	4,0	cm
Temperatura en la zona caliente	TH	973	°K	TH	973	°K
Temperatura en la zona fría	TC	323	°K	TC	323	°K
Constante universal de los gases	R	287	J / Kg°K	R	287	J / Kg°K
Angulo de fase	AL	90	grados	AL	90	grados
L regenerador (LR)	LR	2,0	cm	LR	5,5	cm
L desplazador (Ld)	Ld	5,0	cm	Ld	11	cm
dcd cil-desp	dcd	0,1	cm	dcd	0,1	cm
Patm	Patm	7,28E-02	MPa	Patm	7,28E-02	MPa
dpp piston-desp	dpp	0,5	cm	dpp	0.05	cm
<b>Potencia</b>	<b>Pw</b>	<b>32,00</b>	<b>WATTS</b>	<b>Pw</b>	<b>70,00</b>	<b>WATTS</b>

Estos cambios son modificaciones al diámetro del desplazador, del cilindro, longitud del desplazador, longitud del regenerador, carrera del pistón desplazador, carrera del pistón de potencia y distancia pistón – desplazador.

**(VÉASE EL ANEXO 14 CÁLCULOS DEL MOTOR STIRLING PARA GENERAR 70 We)**

## **5.2. ANÁLISIS DE LAS MODIFICACIONES**

### **5.2.1. DIÁMETRO DEL DESPLAZADOR**

Aumentando el diámetro del desplazador podemos obtener un mayor volumen de trabajo por ciclo.

### **5.2.2. DIÁMETRO DEL CILINDRO**

Necesariamente se debe aumentar el diámetro del cilindro debido al aumento del diámetro del desplazador y por ende el del volumen del trabajo.

### **5.2.3. LONGITUD DEL DESPLAZADOR**

Aumentando la longitud del pistón desplazador podemos evitar que haya transferencia de calor de conducción a través de este, es una manera de aislar o separar el foco frío del foco caliente ganando más potencia.

### **5.2.4. LONGITUD DEL REGENERADOR**

Con un regenerador más grande se logra obtener un gradiente más pequeño de temperatura, es decir que el fluido de trabajo pasa de una temperatura caliente a una temperatura fría de una manera uniforme sin dar grandes saltos de temperatura.

#### **5.2.5. CARRERA DEL PISTÓN DESPLAZADOR**

Disminuyendo la carrera del desplazador podremos ganar más revoluciones, puesto que este pistón rige el movimiento alternativo con desplazamientos más pequeños, teniendo tanto la carrera del desplazador como la del pistón de potencia de una misma magnitud podremos lograr una sincronización más adecuada.

#### **5.2.6. CARRERA DEL PISTÓN DE POTENCIA**

A fin de obtener un movimiento alternativo sincronizado, se igualo las carreras tanto del desplazador como la del pistón.

#### **5.2.7. DISTANCIA PISTÓN DESPLAZADOR**

La definición del método Schmidt nos indica que tanto el pistón de potencia como el desplazador deben tender a tocarse en un punto, por ello disminuimos esta distancia.

#### **5.2.8. NÚMERO DE BEALE**

Aumentando el número de Beale de 0.13 a 0.14 por ser un motor de alto desempeño y trabajar a altas temperaturas donde un número mayor indica mayor rendimiento

## 5.3. DESPIECE DE LAS PARTES DEL MOTOR

### 5.3.1. INTRODUCCIÓN AL USO DE SOLIDWORKS

SolidWorks es un software CAD (diseño asistido por ordenador), desarrollado por SolidWorks Corporation, adquirida en 1997 por Dassault Systemes SA. Opera bajo sistemas operativos Windows. Se utiliza para la creación de formas tridimensionales a partir de formas geométricas básicas; mediante un sistema de geometría paramétrica y totalmente personalizable. La creación de un sólido o superficie normalmente comienza con el diseño de un bosquejo en 2D o 3D.



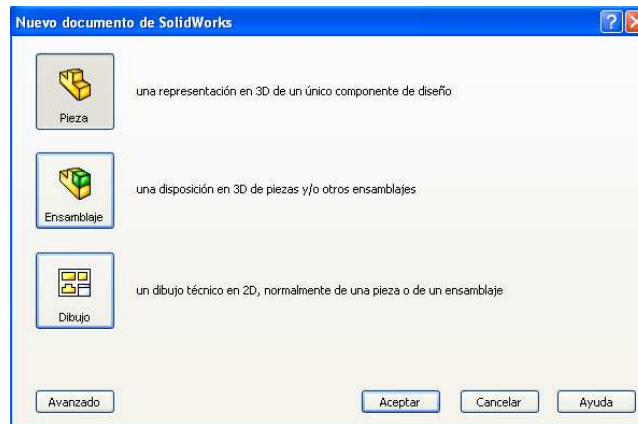
**Figura 5.1** Logotipo de Solidworks 2010

La característica que hace que SolidWorks sea una herramienta competitiva, ágil y versátil es su capacidad de ser paramétrico, variacional y asociativo, además de usar las Funciones Geométricas Inteligentes y emplear un Gestor de Diseño (FeatureManager) que permite visualizar, editar, eliminar y actualizar cualquier operación realizada en una pieza de forma bidireccional entre todos los documentos asociados. **(VÉASE EL ANEXO 15 MANUAL DE USUARIO DE SOLIDWORKS)**

#### **a) MÓDULOS DE SOLIDWORKS**

Junto con los tres módulos de diseño que son: Pieza, Ensamblajes y Dibujo, SolidWorks incluye Herramientas de Productividad, de Gestión de Proyectos, de

Presentación y de Análisis y Simulación que lo hacen uno de los estándares de diseño mecánico más competitivo del mercado.



**Figura 5.2** Módulos de Solidworks

La creación de un documento en cada uno de ellos genera un fichero con distinta extensión. Los documentos, aunque no pueda observarse, están asociados y vinculados entre ellos.

## – PIEZA

El módulo Pieza constituye un entorno de trabajo donde puede diseñar modelos mediante el empleo de herramientas de diseño de operaciones.

El conjunto de funciones e iconos permiten crear modelos tridimensionales (3D) partiendo de geometrías de croquis (2D) y obtener sólidos, superficies, estructuras metálicas, piezas de chapa etc.

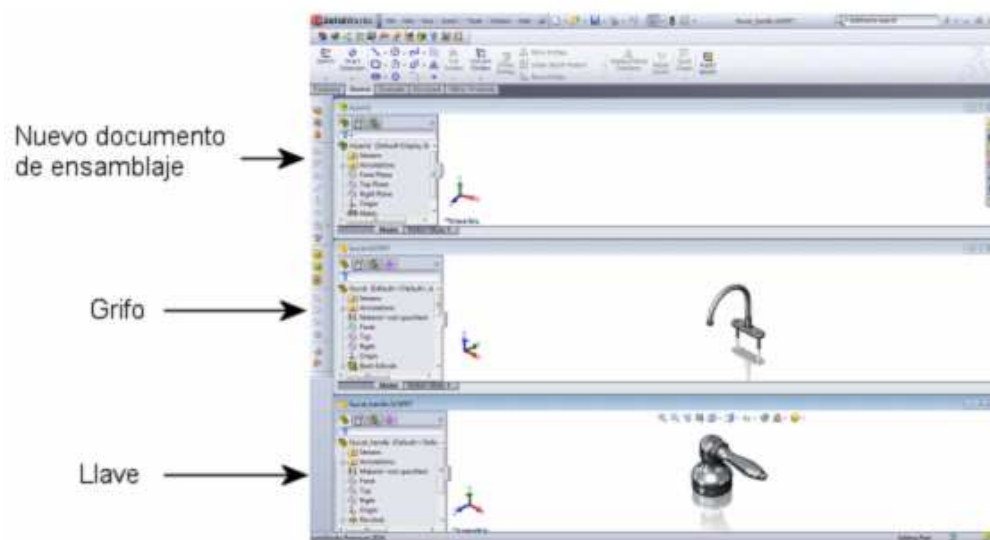


**Figura 5.3** Base de cañería de desagüe

## – ENSAMBLAJE

El Módulo de Ensamblaje está formado por un entorno de trabajo preparado para crear conjuntos o ensamblajes mediante la inserción de los modelos 3D creados en el Módulo de Pieza. Los ensamblajes se definen por el establecimiento de Relaciones Geométricas entre las piezas integrantes.

Las piezas se integran en un ensamblaje mediante relaciones de posición. Las relaciones de posición definen la dirección permitida de movimiento de los componentes.



**Figura 5.4** Ensamblaje del grifo y las llaves



**Figura 5.5** Armado final

## – PLANO O DIBUJO

Es el tercer módulo integrado en SolidWorks que permite crear planos con las vistas de los modelos o ensamblajes de forma automática y en muy poco tiempo.

El Módulo de Dibujo permite obtener proyecciones ortogonales (Vistas Estándar), Secciones y Cortes, Perspectivas, Acotación, Lista de materiales, Vistas Explosionadas, entre otras muchas funciones. Los documentos de dibujo están totalmente asociados a las piezas y ensamblajes de forma que cualquier cambio en ellas se actualizan en tiempo real en sus planos, sin tener que modificarlos de forma manual.

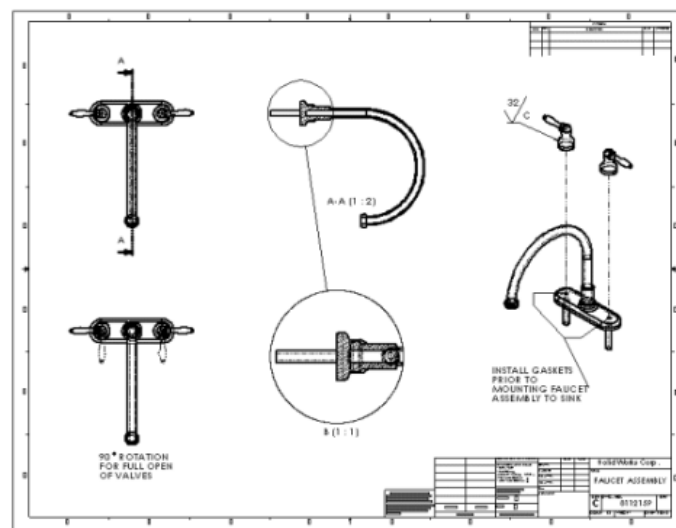


Figura 5.6 Dibujo en 2D generado a partir de un modelo 3D

### b) Asociatividad

Cuando se dice que SolidWorks es asociativo quiere decir que todos los documentos (Pieza, Ensamblaje o Plano) están vinculados y que la modificación de un fichero de pieza modifica el ensamblaje y los planos asociados de forma automática, sin la participación del usuario. Los ficheros se actualizan aunque se encuentren cerrados. Es importante tener los documentos de un ensamblaje juntos en una misma carpeta.

Para abrir un ensamblaje SolidWorks necesita los ficheros de las piezas de que se compone. Si los ficheros no se encuentran en la misma carpeta debe buscarlos de forma manual.

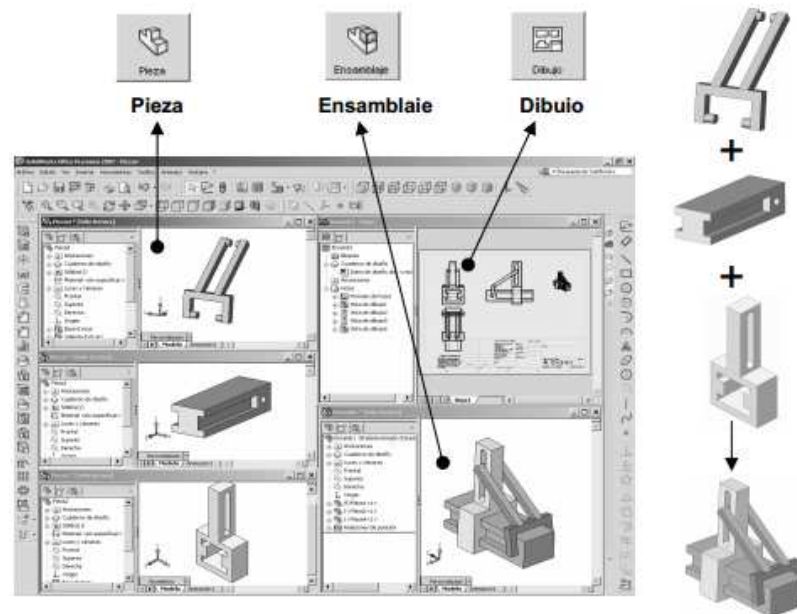


Figura 5.7 Asociatividad de los modelos

### c) Simulación y movimiento

Es una herramienta intuitiva de Simulación Física incluida en SolidWorks que permite agregar distintos movimientos a los componentes que forman su ensamblaje para evaluar como la forma, las dimensiones y las relaciones geométricas establecidas entre ellos definen la cinemática de su conjunto.

Puede agregar Motores lineales, Rotativos, Gravedad y Resortes, animar su conjunto y grabar la animación en formato de video AVI. Además, la simulación del movimiento obtenida le ayudará en la definición de las cargas y condiciones de contorno cuando emplee la herramienta CosmosXpress para evaluar el comportamiento mecánico.



### 5.3.2. CIGÜEÑAL<sup>48</sup>

Es un elemento rotatorio por lo general de sección transversal circular que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, rodamientos, poleas, volantes de inercia, manivela, catalinas y elementos similares controlando la geometría de su movimiento.<sup>49</sup>

Muchos diseños de ejes son modificaciones de ejes existentes, la modificación resulta de cambios menores en la geometría volumétrica debido a que conociendo la geometría del eje anterior y teniendo una idea general del tamaño del nuevo diseño se lo puede realizar, no se necesita la geometría de todo el eje, en diseño por lo general se localizan las áreas críticas, se dimensionan para cumplir los requisitos de resistencia y después se dimensiona el resto del eje para satisfacer las exigencias de los elementos soportados por el eje.

En base al eje del prototipo existente y al diseño de nuestro motor actual el cual tiene mayores dimensiones hemos establecido un diámetro uniforme de 10 mm para los ejes, que cumpla con la deflexión y con las pendientes en los elementos de transmisión de potencia.

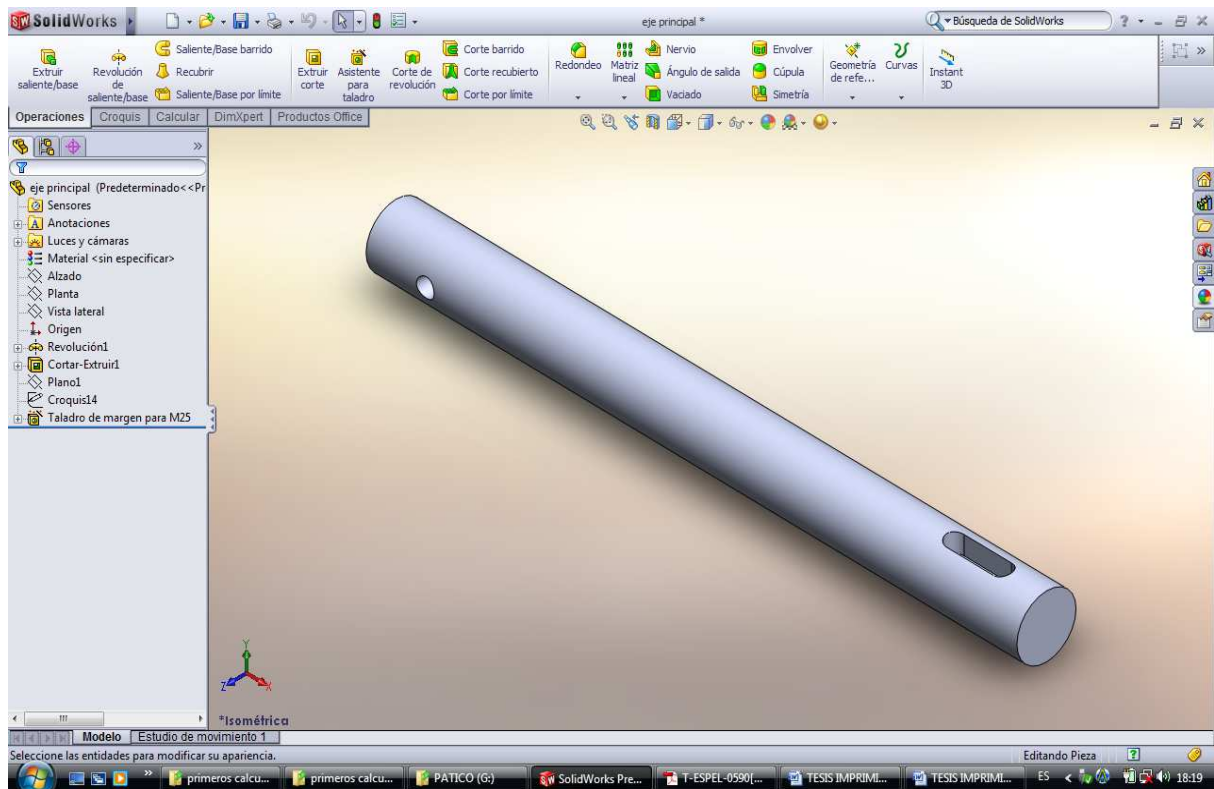
La geometría del cigüeñal consiste en dos ejes; un principal, donde se encuentra el volante de inercia y un secundario, que cumple la función de soporte, y elimina vibraciones, estos ejes están unidos con chavetas a los rodamientos.

Los rodamientos se unen con pines desfasados 90° como ejes excéntricos, estos pines ubicados a 20 mm del eje principal para tener la carrera deseada de 40 mm.

---

<sup>48</sup> I.Bohman; Catalogo de Aceros, P.26.

<sup>49</sup> Shigley, J; Mischke, C; Diseño en Ingeniería Mecánica, P. 1118.



**Figura 5.8 Eje Principal**

Debido a que la rigidez es el factor más crítico en el diseño de los ejes, utilizaremos aceros principalmente, dado su elevado módulo elástico y bajo coste, ya que el módulo elástico no varía entre ellos.

El cigüeñal está elaborado en ACERO SAE C1045

### **a) Acero SAE C1045**

Acero al carbono sin alear de esmerada manufactura, con buena tenacidad. Características es su alta uniformidad y rendimiento. Puede utilizarse en condición de suministro o con tratamiento térmico de temple y revenido. Aplicable a partes relativamente simple de maquinas.

**Tabla 5.2** Análisis Típico

Acero	C	Si	Mn	P	S
760	0.50	0.30	0.60	--	0.04
AISI 1045	0.43-0.50	--	0.60-0.90	≤0.040	≤0.050

**EQUIVALENCIAS:**

**AISI** 1045

**DIN**

CK45

**W.Nr** 1.182

**SAE** C1045

**Tabla 5.3** Propiedades Mecánicas Acero SAE 1045

Resistencia a la tracción	65 Kg/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo de cedencia	32 Kg/mm <sup>2</sup>
Elongación, A5	min 10%
Reducción de área	40%
Dureza	220-235

**APLICACIONES:**

Componentes sencillos como por ejemplo:

- Pernos
- Chavetas
- Piezas de mediana resistencia para aplicación automotriz
- Ejes

**Tabla 5.4** Tratamiento Térmico

Normalizado	830-850 °C
Temple (agua)	770-810 °C
Temple (aceite)	790-830 °C
Revenido (herramientas de corte)	100-300 °C
Revenido de bonificación	550-650 °C
Forjado	800-1050 °C

**b) Propiedades y parámetros del eje**

Un método de cálculo para ejes es mediante el programa Cosmos y Simulation Xpress, para el cual es necesario dimensiones, parámetros, material y sus propiedades.

**Tabla 5.5** Propiedades del eje

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Eje Principal	AISI 1045 Acero estirado en frío	0.054 kg	6.90e-006 m <sup>3</sup>

**Tabla 5.6** Eje Principal

PARTES	DIMENSIÓN		UNIDADES
	DIÁMETRO	LONGITUD	
EJE PRINCIPAL	10	90	mm

**Tabla 5.7** Parámetros del eje

PARÁMETROS	DIMENSIÓN	UNIDAD
TORQUE	3.34	J
FUERZA	166.94	N
POTENCIA	70	W
REVOLUCIONES DEL EJE	2000	RPM
FUERZA DEL RODAMIENTO	33.13	N

**(VÉASE EL ANEXO 16 CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DEL EJE)**

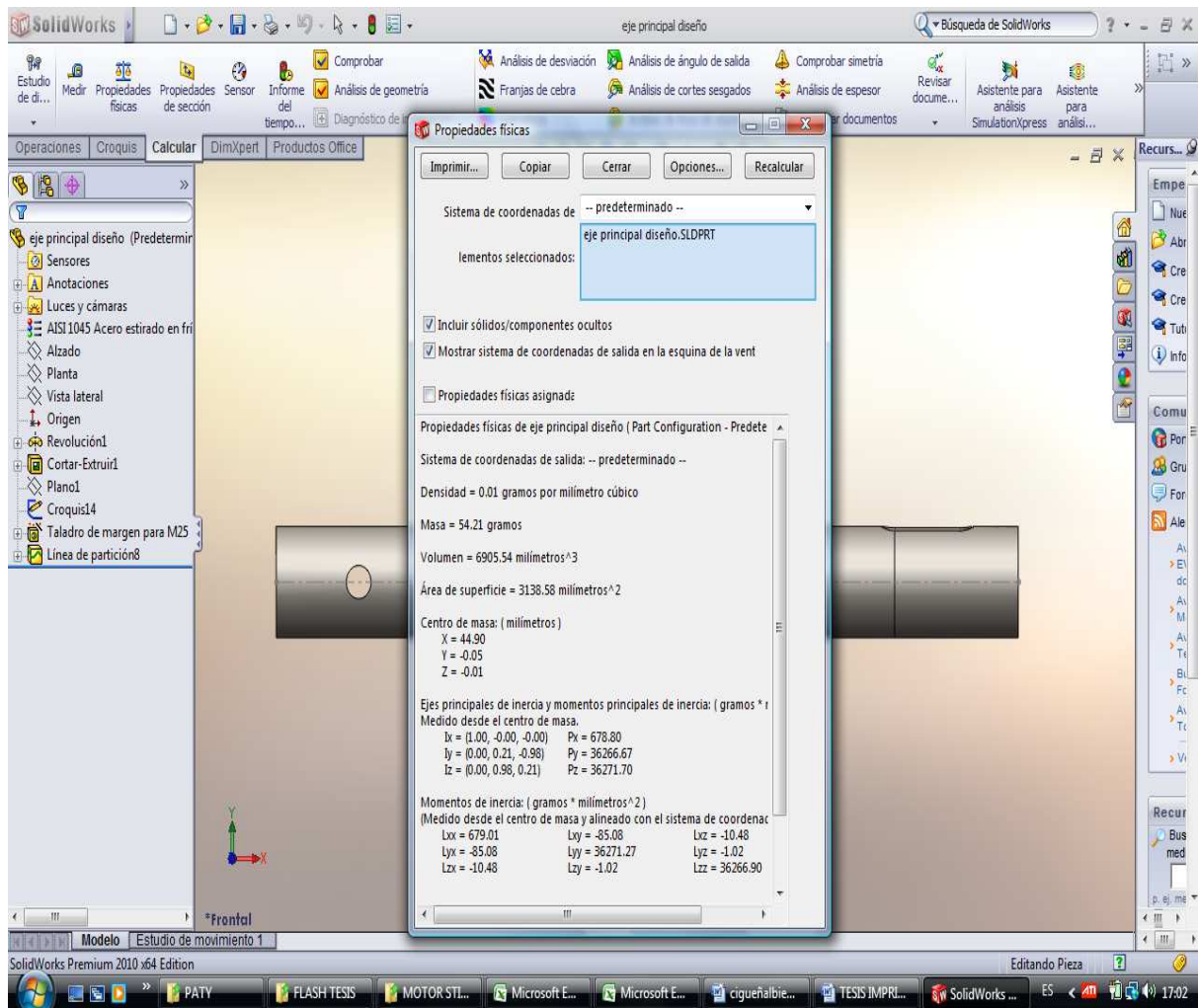


Figura 5.9 Propiedades físicas del material

Los resultados del análisis de diseño están basados en un análisis estático lineal y se asume que el material es isotrópico.

El análisis estático lineal presupone que:

- El comportamiento del material es lineal, en consonancia con la ley de Hooke.
- Los desplazamientos inducidos son lo suficientemente pequeños como para pasar por alto los cambios en la rigidez debidos a las cargas.
- Las cargas se aplican lentamente para pasar por alto los efectos dinámicos.

### c) Diseño

En piezas de maquinaria generalmente se considera que su falla ocurre cuando se deforma o se deforma bajo carga estática, el límite de fluencia elástico de un material dúctil es apreciablemente inferior a su resistencia máxima. La teoría de la energía de distorsión (Von Mises – Hencky) es la más exacta y concuerda con datos experimentales.

El deslizamiento de los átomos del material dentro de su estructura de red es causado por esfuerzos cortantes acompañados por distorsión en la forma de la pieza, la energía almacenada en la pieza por causa de esta distorsión es un indicador de la magnitud del esfuerzo cortante presente.<sup>50</sup>

El análisis de tensiones von mises en el eje principal se muestra a continuación:

**Tabla 5.8** Resultados Von Mises

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Stress	VON: Tensión de von Mises	3.47e-006 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	(34.3 mm, 2.5 mm, 4.33 mm)	3.82 N/mm <sup>2</sup> (MPa)	(53.57 mm, -4.93 mm, 0.17 mm)

---

<sup>50</sup> Norton, R; Diseño de Maquinas, P. 290.

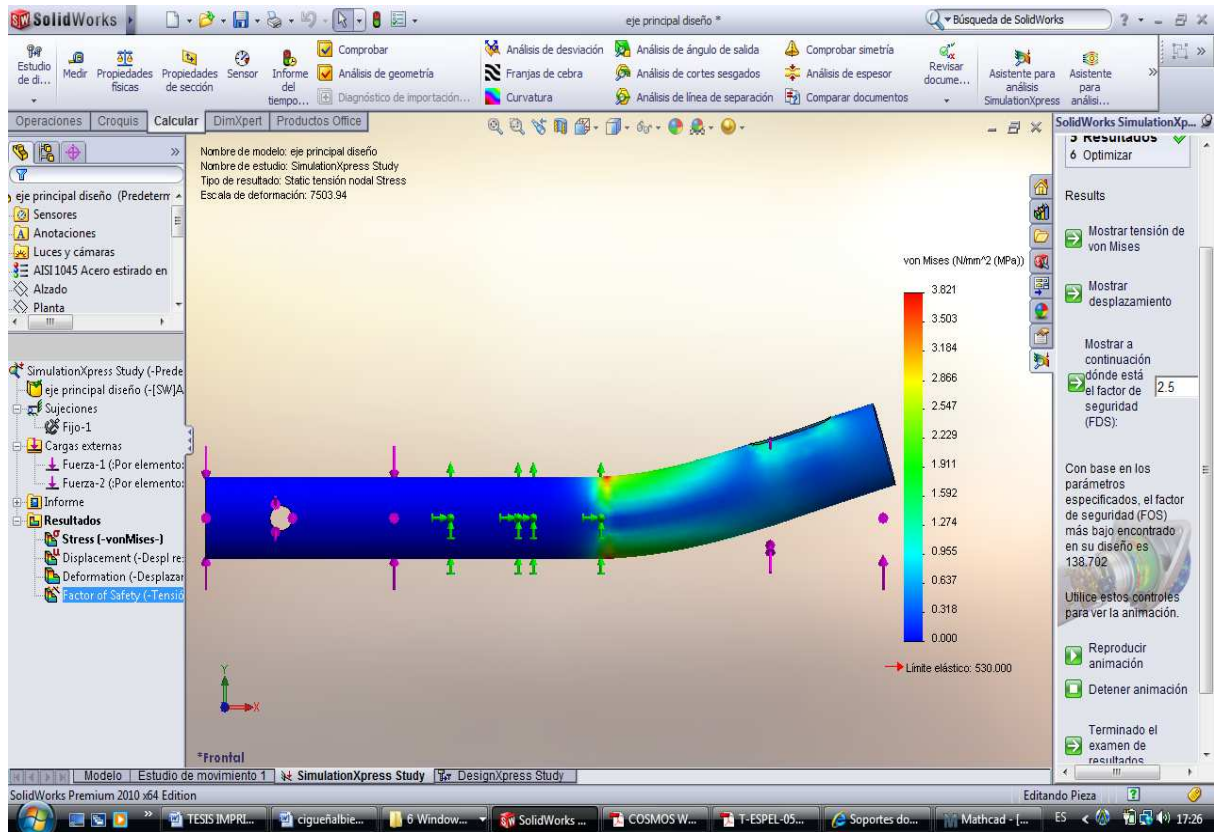


Figura 5.10 Tensiones de Von Mises

Con ayuda de Solidworks SimulationXpress Study se puede determinar dónde empieza a fallar el eje (color rojo), determinando los máximos esfuerzos, y concluir que existe una zona pequeña que puede sobrepasar el límite elástico, por lo que se realizó un análisis de deflexiones.

El análisis de desplazamientos se muestra a continuación:

Tabla 5.9 Desplazamientos del eje

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Displacement	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	(32.5 mm, 4.33 mm, -2.5 mm)	0.0012 mm	(91.62 mm, 4 mm, 0.79 mm)

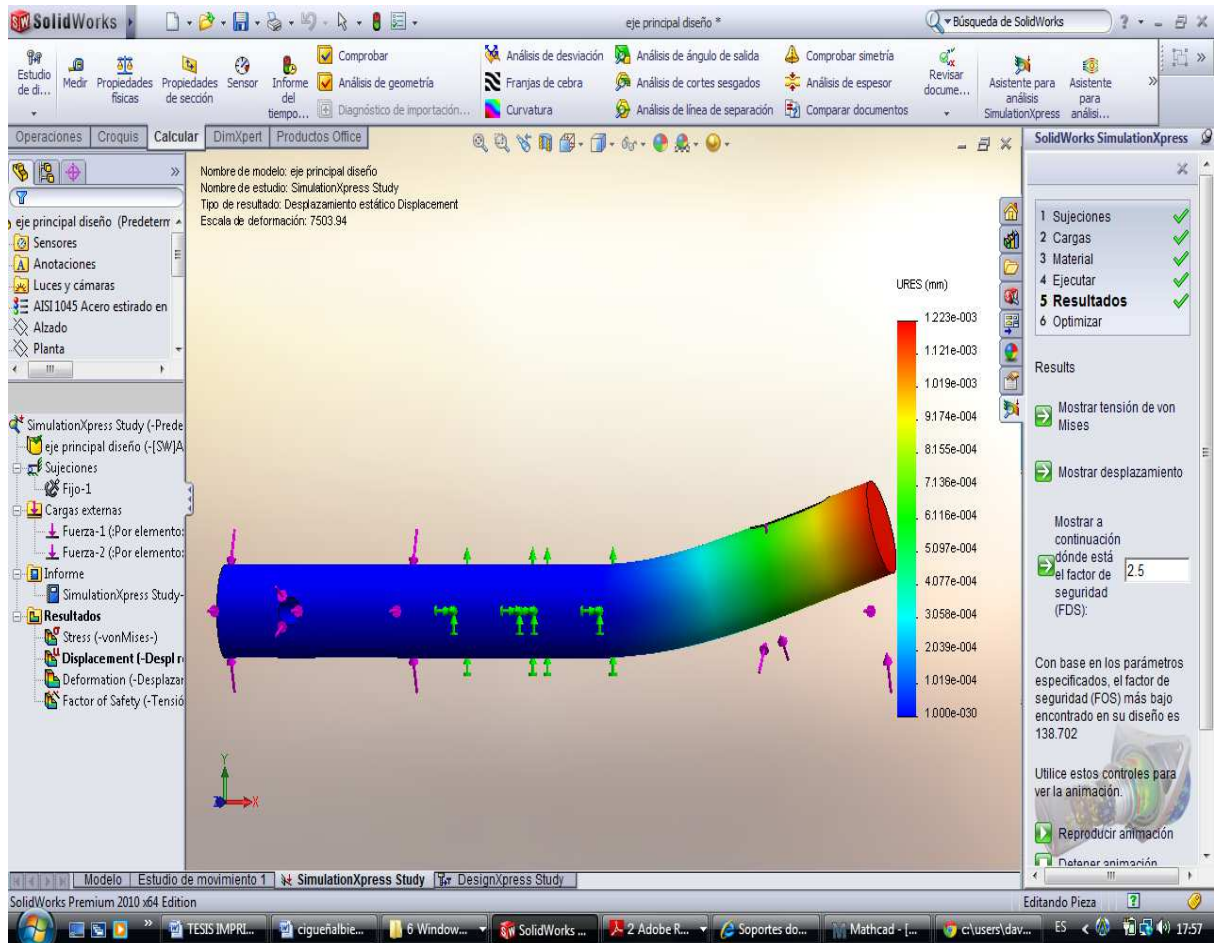


Figura 5.11 Deflexión en el eje principal

En este gráfico observamos que la máxima deflexión es de 0.012 mm, siendo una deflexión despreciable para ser considerada.

La deformación del eje la podemos observar en la figura 5.12, y está diseñado con un factor de seguridad 2 que podemos constatar en la figura 5.13, el cual nos determina que el eje no fallara, toda esta zona libre de falla (color azul), nos da como resultado que el eje está perfectamente diseñado en dimensiones, material de acuerdo a las cargas que soporta.



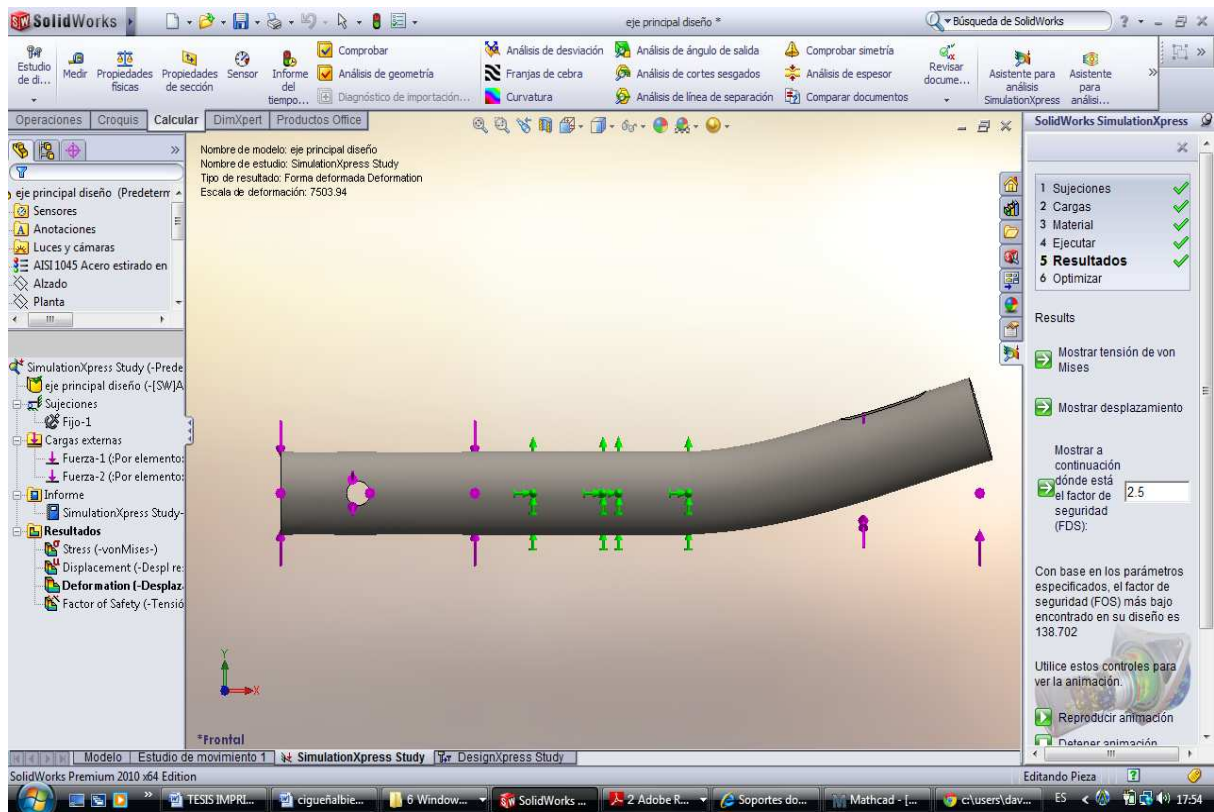


Figura 5.12 Deformaciones

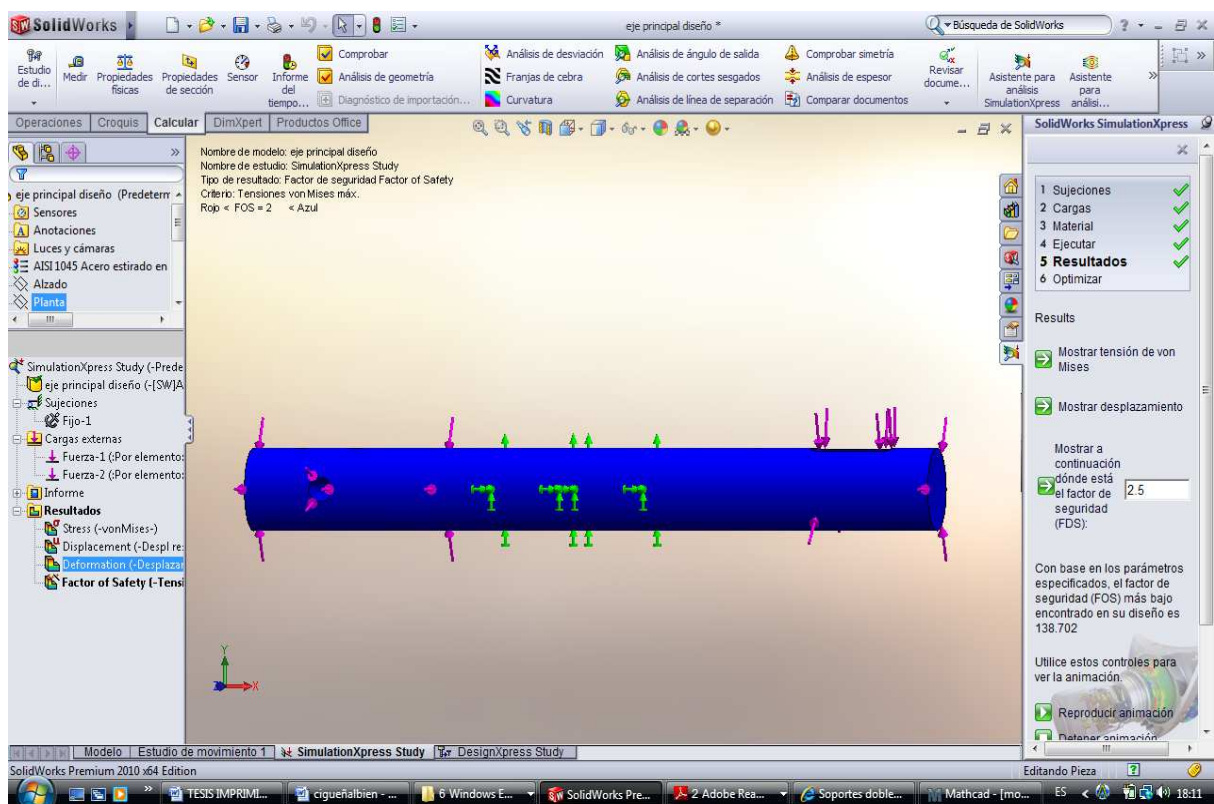


Figura 5.13 Factor de seguridad

Los rodamientos de bolas de empuje (AFBMA 24.1.4 extra ligero) para el eje son en total cuatro con un diámetro interior de 10 mm y exterior de 25 mm, fueron seleccionados de acuerdo al diseño del eje y de la base y existe disponibilidad en el mercado local.

**(VÉASE EL ANEXO 16 CÁLCULOS PARA DISEÑO DEL EJE Y ANEXO 17 RODAMIENTOS DE BOLAS DE EMPUJE)**

### **5.3.3. BIELAS**

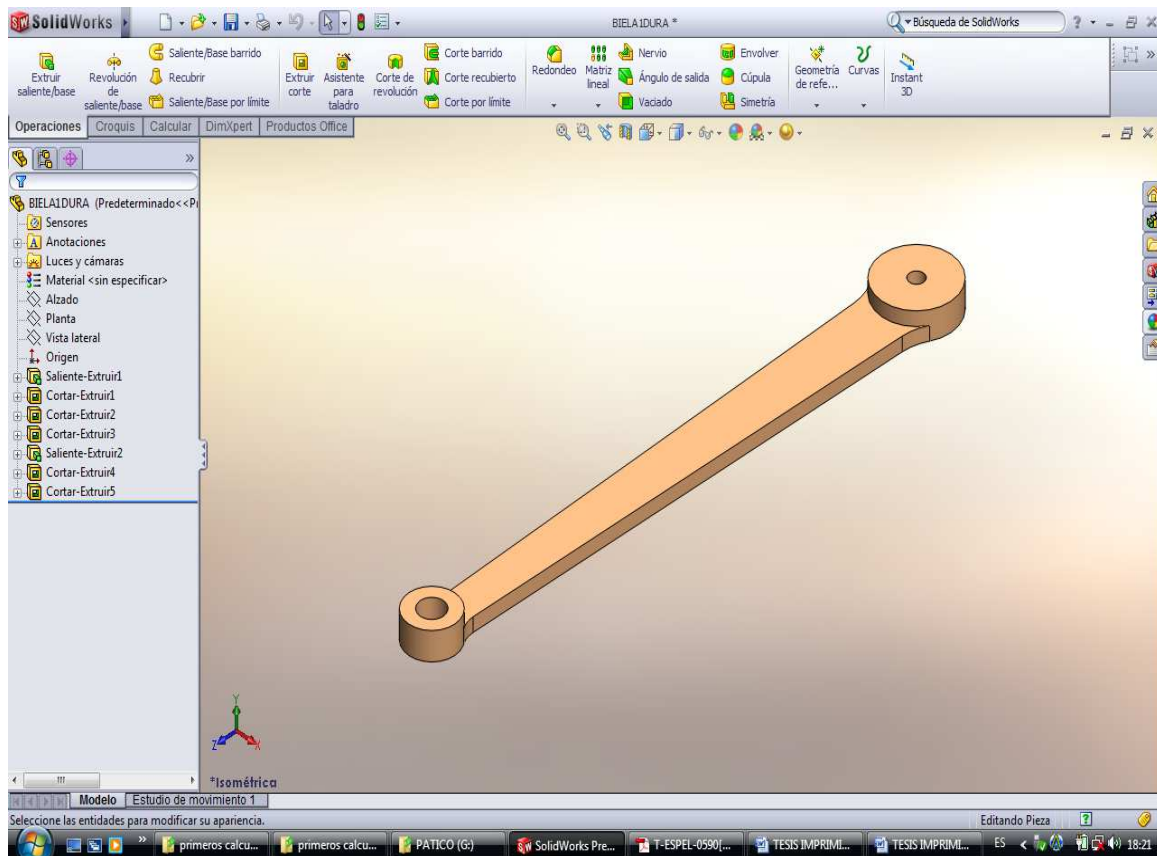
Se denomina biela a un elemento mecánico que sometido a esfuerzos de tracción o compresión, transmite el movimiento articulando a otras partes de la maquina.<sup>51</sup>

El mecanismo manivela – corredera es capaz de transformar el movimiento circular en un movimiento lineal alternativo o viceversa. Dicho sistema está formado por un elemento giratorio denominado manivela que va conectado con una barra rígida llamada biela, de tal forma que al girar la manivela, la corredera se ve obligada a retroceder y avanzar produciendo un movimiento alternativo.<sup>52</sup>

---

<sup>51</sup> Web: [www.ecured.cu/index.php/Biela](http://www.ecured.cu/index.php/Biela)

<sup>52</sup> Olmedo, F; Teoría de máquinas y mecanismos asistida con computadora; P. 17.



**Figura 5.14** Biela

Las bielas del motor están elaboradas en ACERO SAE 1045

### 5.3.3. PISTÓN DE POTENCIA

Se trata de un émbolo que se ajusta al interior de las paredes del cilindro mediante aros flexibles llamados segmentos o anillos. Efectúa un movimiento alternativo, obligando al fluido que ocupa el cilindro a modificar su presión y volumen o transformando en movimiento el cambio de presión y volumen del fluido.<sup>53</sup>

---

<sup>53</sup> Web: [www.stagnaro.cl/pistones.html](http://www.stagnaro.cl/pistones.html)

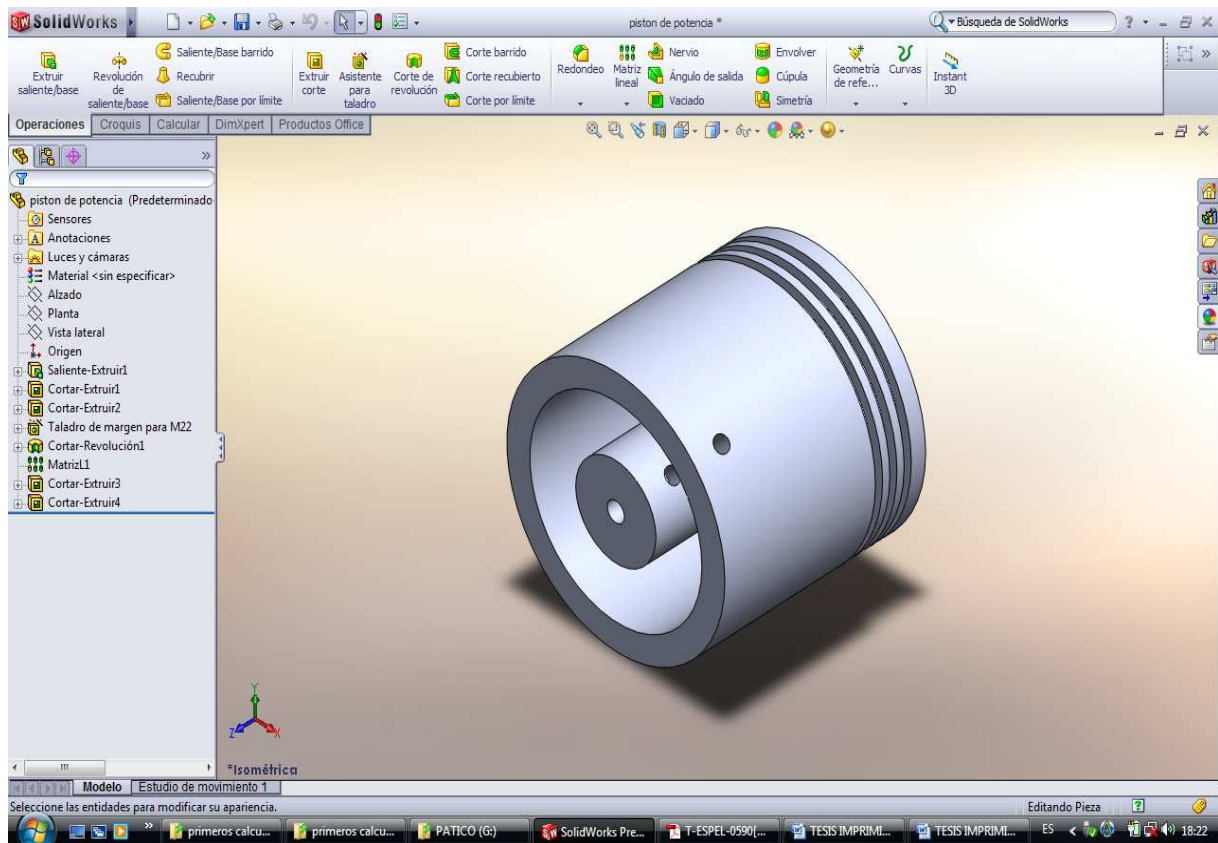


Figura 5.15 Pistón de potencia

El pistón está elaborado en aluminio

### a) Anillos de pistón

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

Estos anillos reducen las fugas de los cilindros a un mínimo en condiciones reales de funcionamiento y proporcionan un control máximo de aceite.<sup>54</sup>

---

<sup>54</sup> Web: [www.ecured.cu](http://www.ecured.cu)

### 5.3.5. VOLANTE DE INERCIA

Un volante es un dispositivo de almacenamiento de energía. Al acelerarse absorbe y almacena energía cinética y devuelve energía al sistema cuando este lo necesita reduciendo su velocidad de rotación.<sup>55</sup>

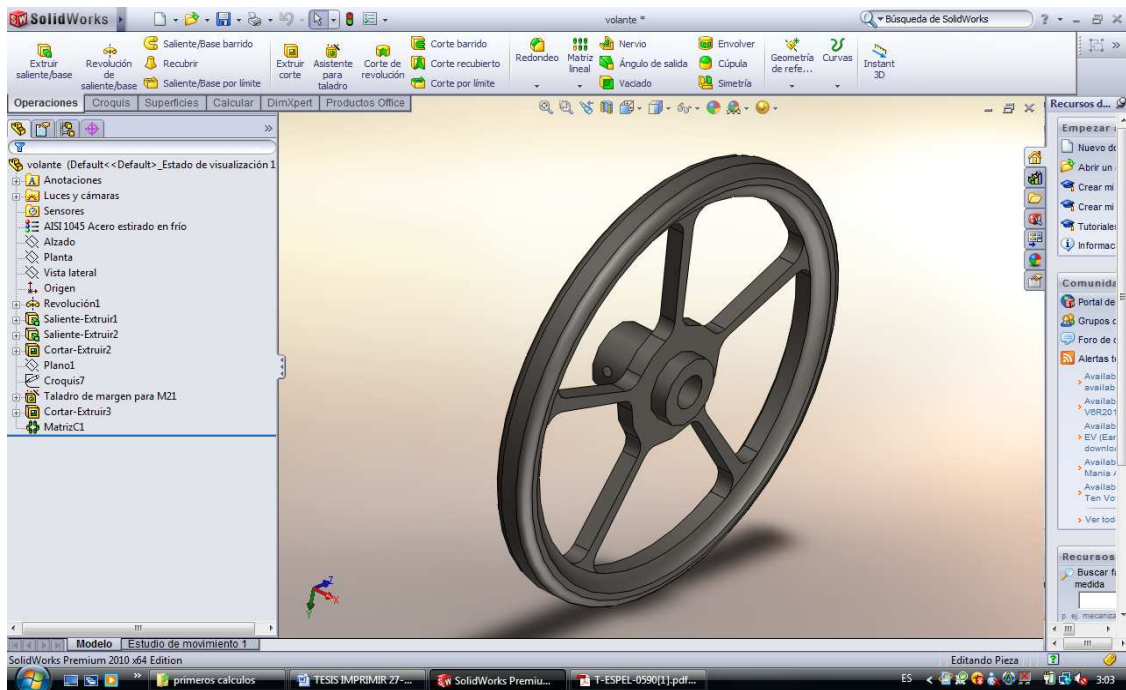


Figura 5.16 Volante de inercia

El volante de inercia está elaborado en ACERO SAE 1045

---

<sup>55</sup> Norton, R; Diseño de Máquinas, P. 603.

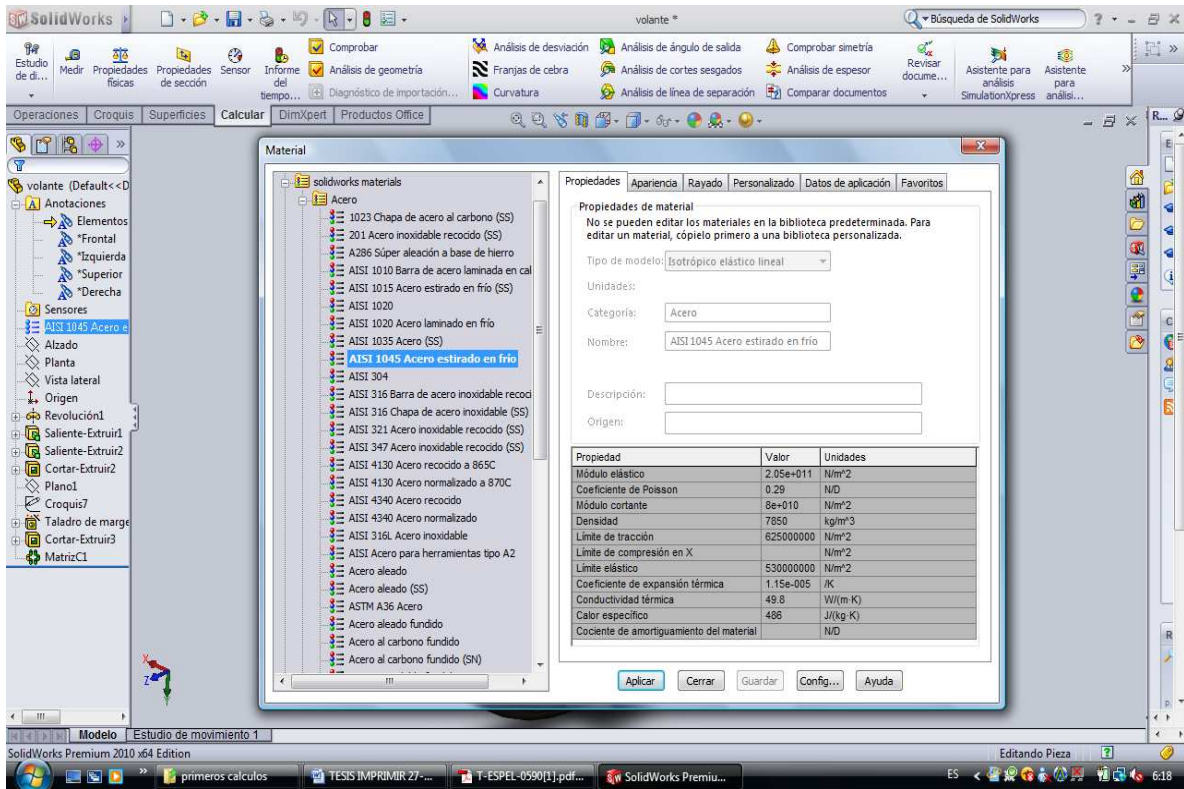


Figura 5.17 Material del volante de inercia

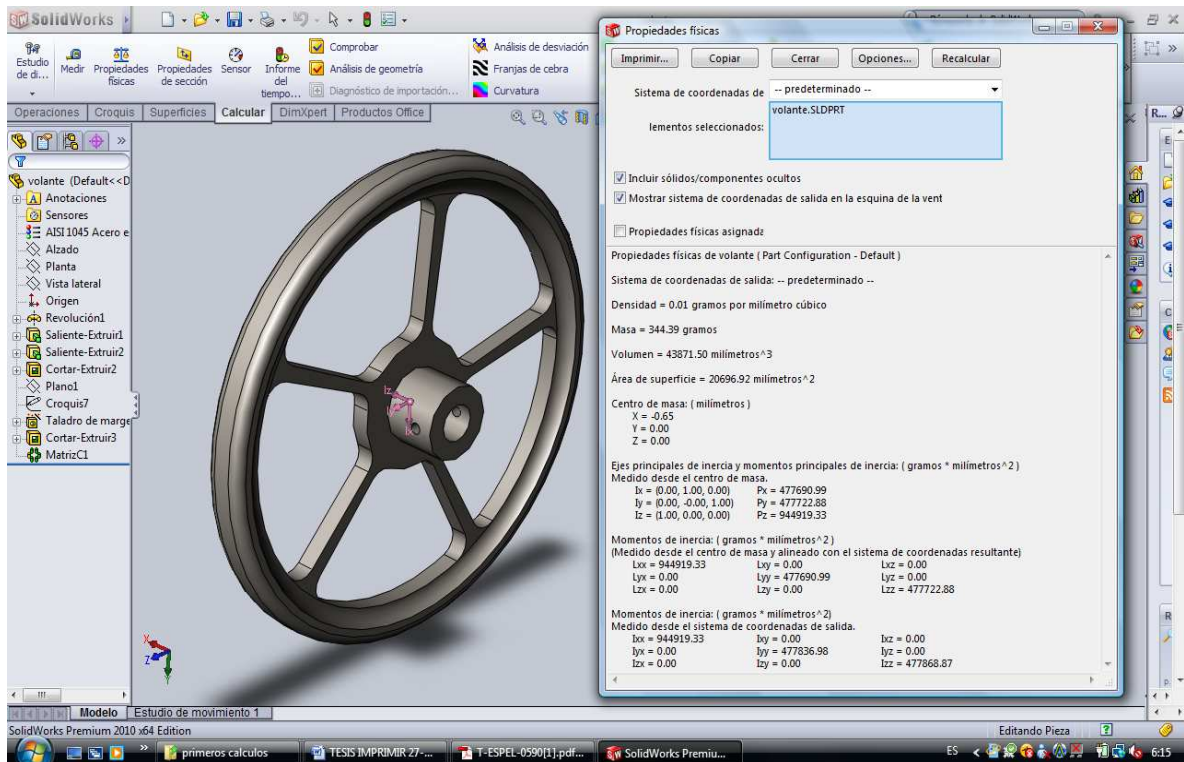


Figura 5.18 Propiedades físicas del volante de inercia

### 5.3.6. CILINDRO

El cilindro es el espacio por donde se desplaza el o los pistones, en su recorrido permite el movimiento rectilíneo de los pistones entre su Punto Muerto Inferior y Punto Muerto Superior (conocidos como PMI y PMS). La capacidad volumen útil de los cilindros es lo que se llama la cilindrada del motor, y suele expresarse en  $\text{cm}^3$ .<sup>56</sup>

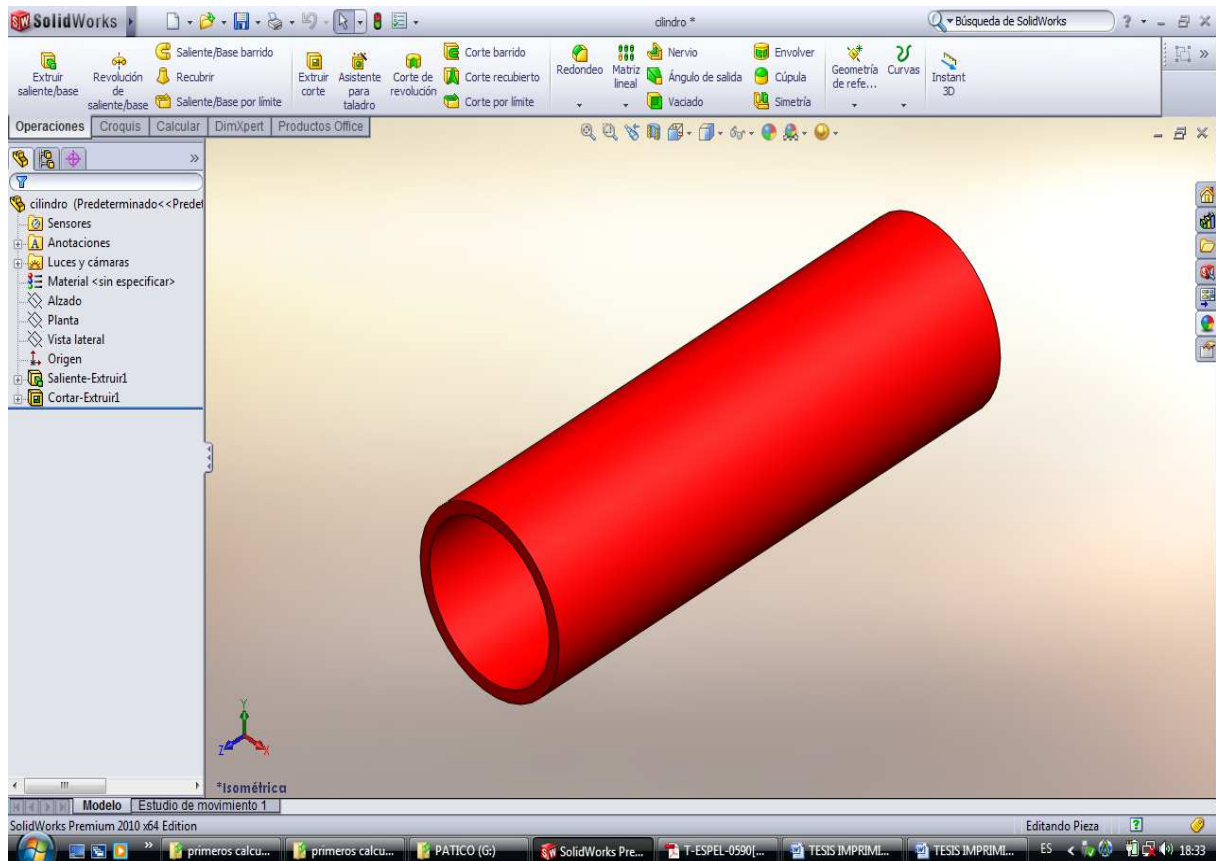


Figura 5.19 Cilindro

El cilindro del motor está elaborado en cartucho de latón

---

<sup>56</sup> Web: [www.manualdemecanica.info/Cilindros\\_del\\_Motor.html](http://www.manualdemecanica.info/Cilindros_del_Motor.html)

## a) LATÓN C268<sup>57</sup>

### CARACTERÍSTICAS

Latón al 70% de Cu, esta aleación tiene una composición nominal de 70% de Cu y 30% de Zn, esta aleación es ampliamente para sustituir al latón C260 donde es requerida una aleación mas económica.

**Tabla 5.10** Composición Química

	Cu	Pb	Fe	Zn
C268	68.5-70	0.15 máx.	0.05 máx.	balance

### EQUIVALENCIAS:

- **ASTM** B19-B36-B129-B569-B888
- **UNS** C26800
- **JIS** C2680

**Tabla 5.11** Propiedades Físicas típicas

Punto de Fusión	955 °C
Conductividad Térmica	149 W/m°C
Módulo de elasticidad	110 GPa
Conductividad Eléctrica	28% IACS
Densidad	8.55 g/cm <sup>3</sup>

---

<sup>57</sup><http://www.ulbrinox.com.mx>



**Tabla 5.12** Propiedades Mecánicas típicas

<b>PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS (ASTM B36)</b>				
<b>TEMPER</b>	<b>RESISTENCIA A LA TENSIÓN (MPa)</b>	<b>RESISTENCIA A LA TENSIÓN (KSI)</b>	<b>DUREZA APROX (Rb)</b>	
			<b>ESPEJOR 0.020"-0.036"</b>	<b>ESPEJOR MAYOR A 0.036"</b>
M20 (as rolled)	275-345	40-50	-	-
H01(1/4 hard)	340-405	49-59	40-61	44-65
H02(1/2 hard)	380-450	55-65	57-71	60-74
H03(3/4 hard)	425-495	62-72	70-77	73-80
H04 (hard)	470-540	68-78	76-82	78-84
H06 (extra hard)	545-615	79-89	83-87	85-89
H08 (spring)	595-655	86-95	87-90	89-92
H10 (extra spring)	620-685	90-99	88-91	90-93

## **APLICACIONES**

- Dispositivos de sujeción
- Partes eléctricas y electrónicas
- Radiadores y equipos de transferencia de calor, lámparas, resortes y dispositivos de muelleo
- Accesorios decorativos y arquitectónicos

### **5.3.7. ALETAS**

Aunque hay muchas situaciones diferentes que implican efectos combinados de conducción y convección, la aplicación más frecuente es aquella en la que se usa una superficie extendida de manera específica para aumentar la rapidez de transferencia de calor entre un sólido y un fluido continuo. Esta superficie extendida se denomina aleta.<sup>58</sup>

---

<sup>58</sup> Incropera. F, Fundamentos de Transferencia de Calor, P. 111.

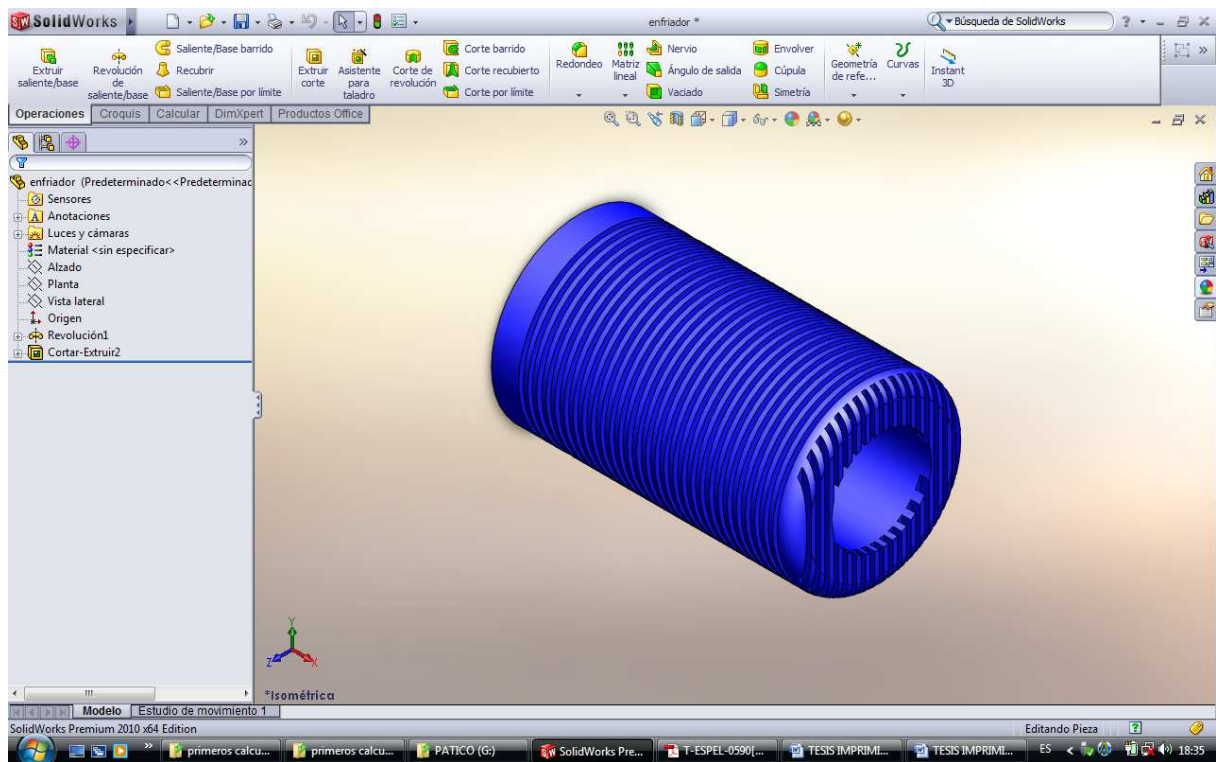


Figura 5.20 Cilindro aleteado

Las aletas del cilindro están elaboradas en aluminio

a) ALUMINIO 1100<sup>59</sup>

Tabla 5.13 Composición Química

Al	Si	Fe	Cu	Mn	Zn	Al
1100	0.95(Si+Fe)max	0.95(Si+Fe)max	0.05-0.20	0.05 max	0.10 max	99 min

<sup>59</sup> Web: [www.ulbrinox.com.mx](http://www.ulbrinox.com.mx)

**Tabla 5.14** Propiedades Mecánicas del Aluminio 1100

Densidad	2.71g/cm <sup>3</sup>
Resistencia a la tensión	11.0-15.5 Ksi
Resistencia de cedencia	3.5 min
Elongación	40%

**EQUIVALENCIAS:**

- Al99.0Cu

**ESTÁNDARES APLICABLES:**

- ASTM B-209, UNS A91100

**APLICACIONES**

- Intercambiadores de calor
- Industria Automotriz
- Tubo aleteado
- Ductos
- Electrónica

### 5.3.8. DESPLAZADOR

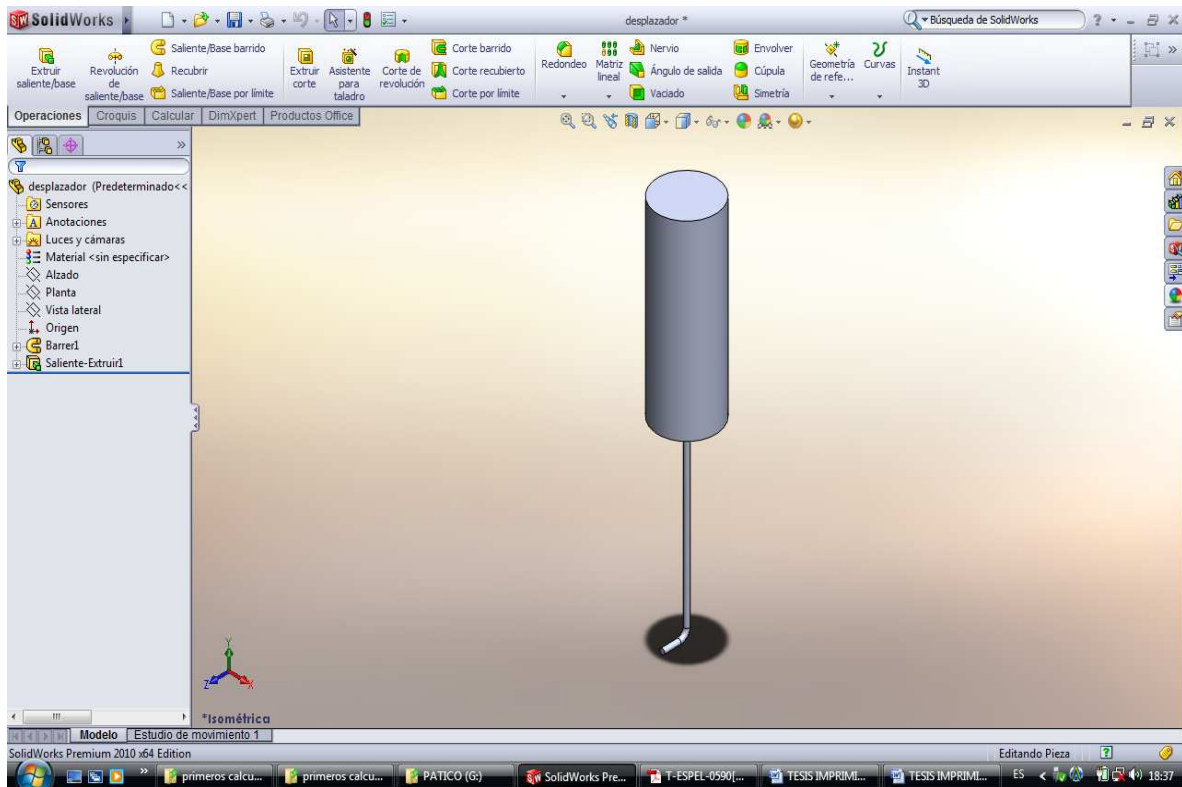


Figura 5.21 Pistón desplazador

El desplazador del motor está elaborado en ACERO SAE 1010.

a) ACERO SAE 1010<sup>60</sup>

#### CARACTERÍSTICAS

Acero al Carbono baja resistencia a la rotura con muy alta tenacidad.

---

<sup>60</sup> E.Díaz, Manual de Productos para equipo pesado, P.8.

**Tabla 5.15** Propiedades mecánicas y químicas ACERO SAE 1010

IRAM- SAE	Composición Química	Tratamientos Térmicos	Característica				
			$\sigma$ MPa	$\sigma$ 0,2 MPa	Al %	$\Phi$ %	Dureza HB
IRAM/ SAE 1010	C: 0,08 / 0,14  Mn: 0,30 / 0,61	Laminado forjado: 1.050/850°C	420	270	28	68	130
		Normalizado: 900/920 °C	420	290	30	72	130
		Recocido de ablandamiento: 680°C	380				110
		Cementado a 870/930°C					
		Temple simple: 780/800 °C, agua Revenido: 180 °C	470	290	32	72	135

## APLICACIONES

- Piezas confeccionadas por estampado en frío (bulones, remaches, etc.)
- Otras piezas de mediana y baja responsabilidad.

## 5.4. ARMADO DEL CONJUNTO DE PARTES

El armado del conjunto se realiza en un nuevo documento, las partes deben encontrarse en una misma carpeta para proceder al ensamble, se inserta todos los componentes y se procede a realizar relaciones de posición.

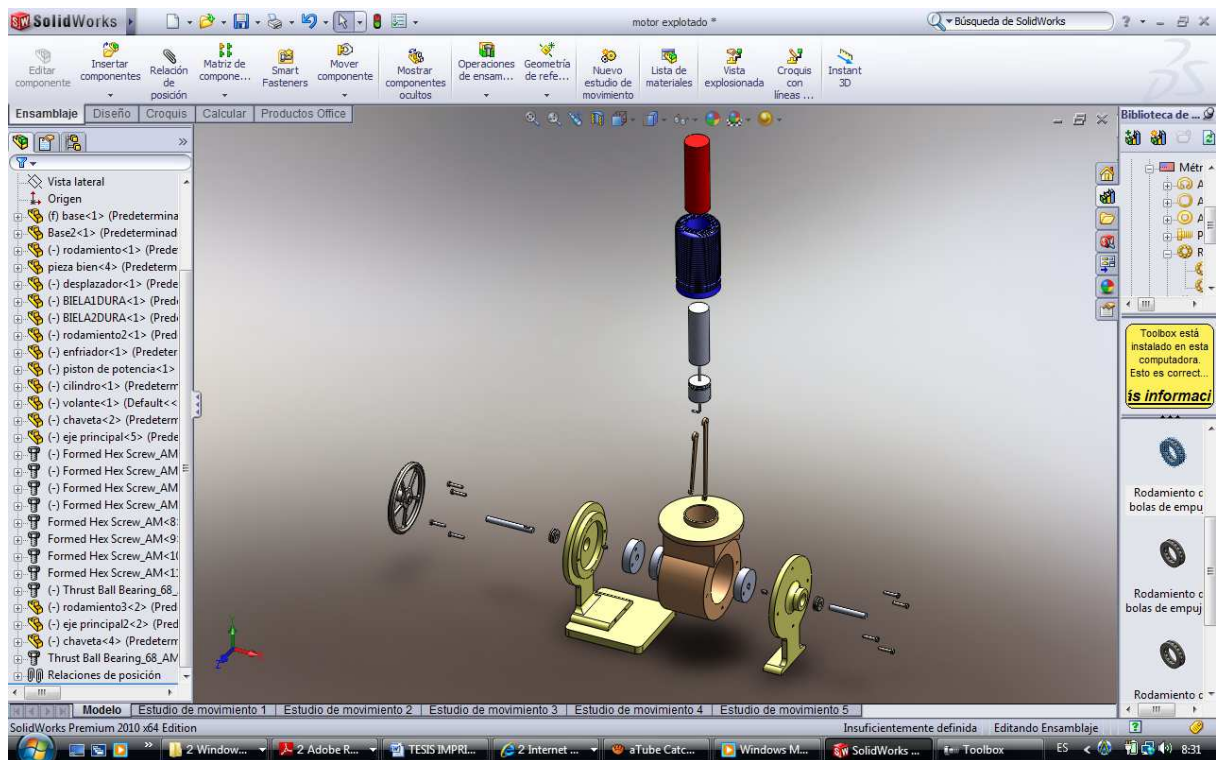


Figura 5.22 Vista isométrica del armado del Motor Stirling

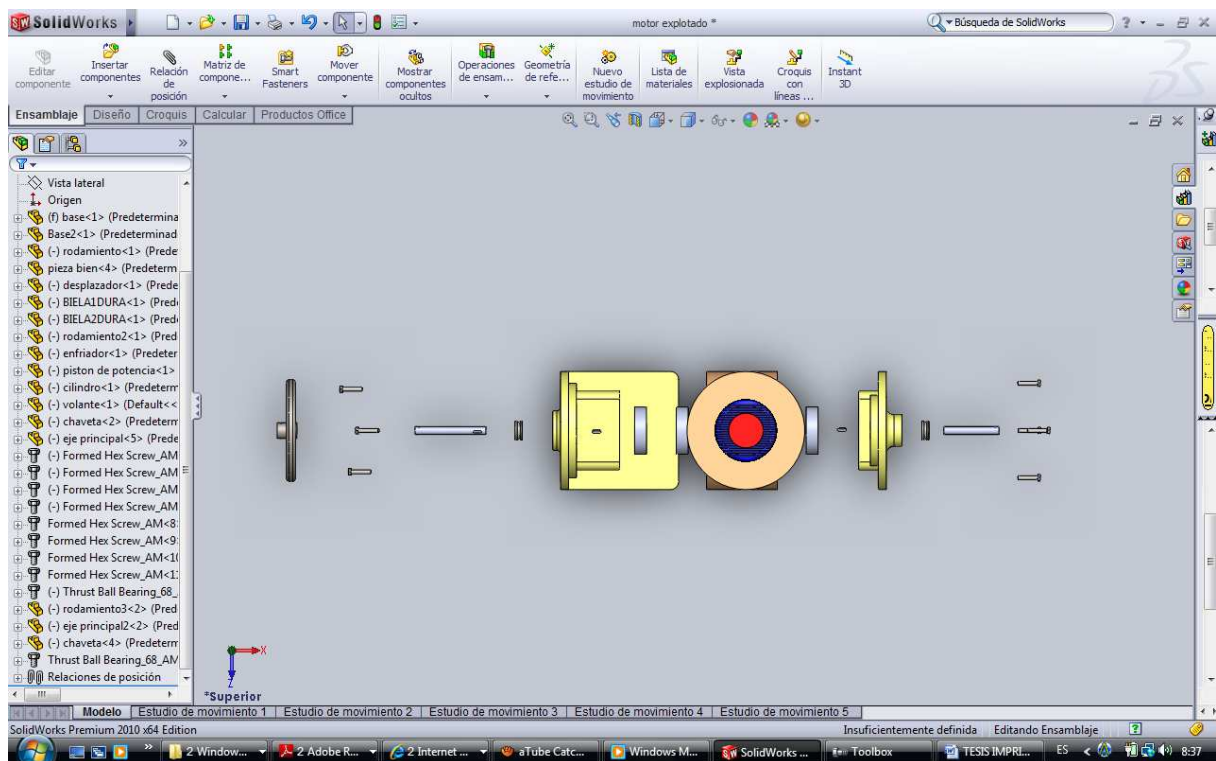


Figura 5.23 Vista superior del armado del Motor Stirling

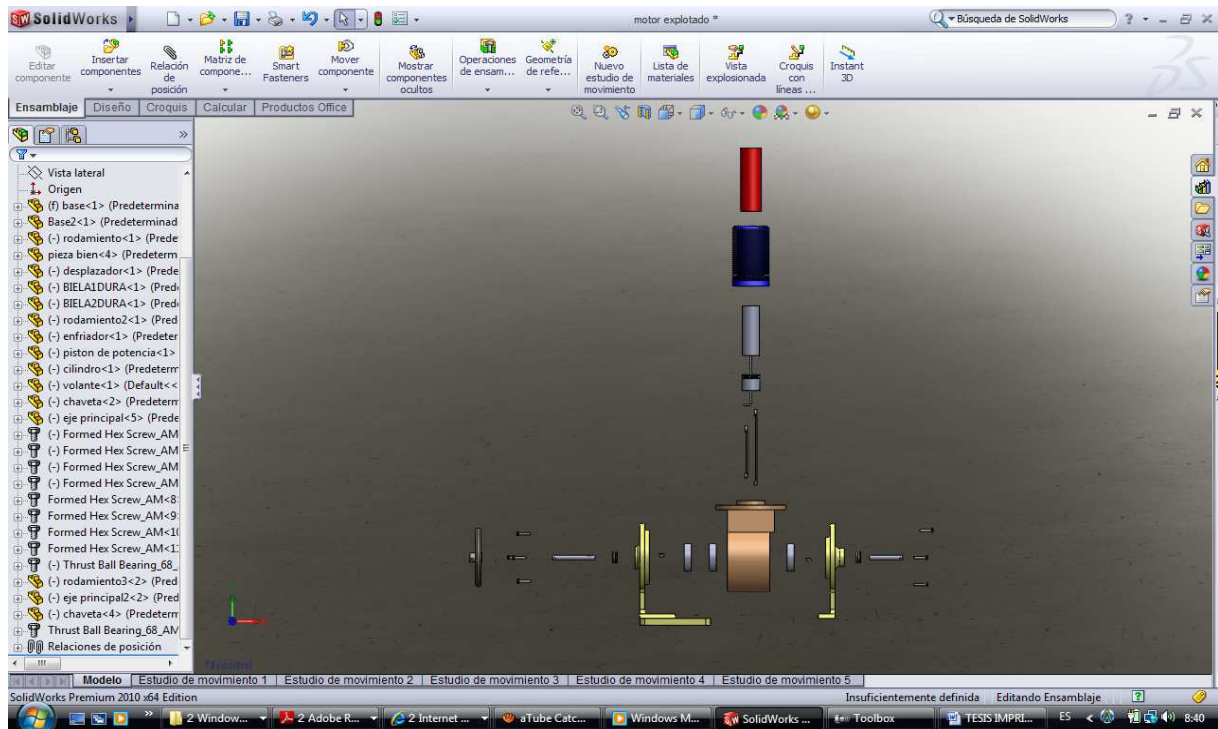


Figura 5.24 Vista frontal del armado del Motor Stirling

En la figura 5.25 podemos observar el motor armado en su totalidad, y con el armado procedemos a realizar las simulaciones.

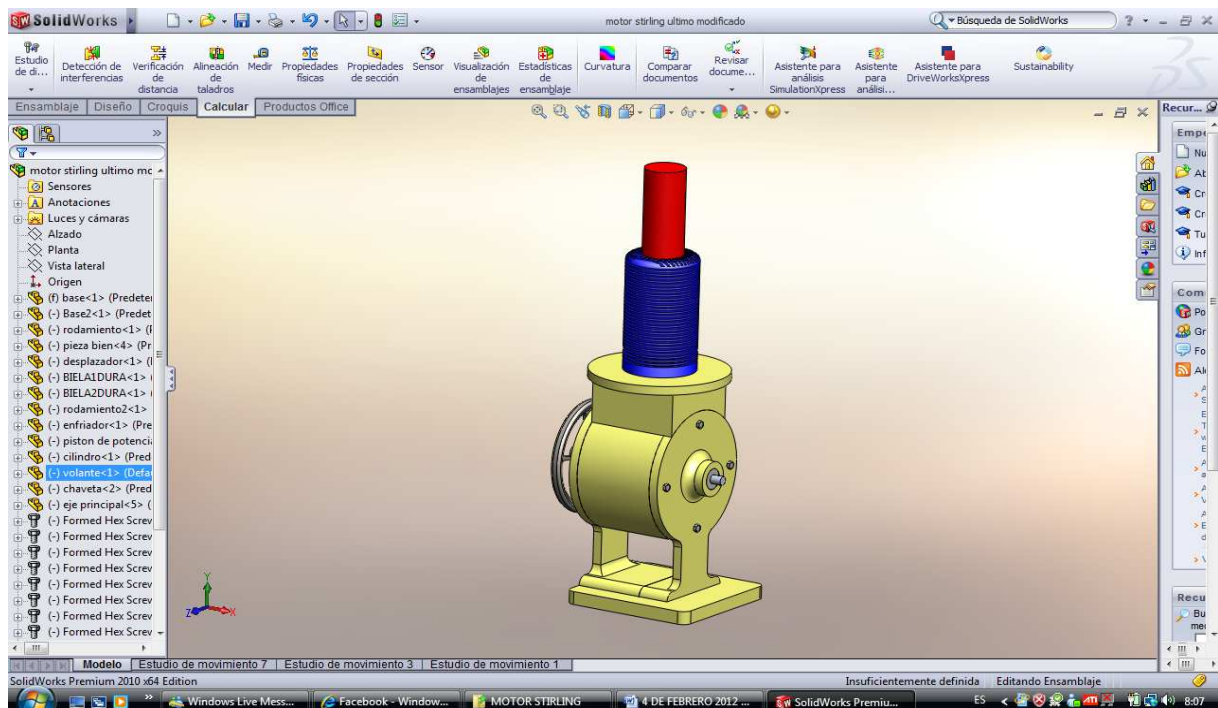


Figura 5.25 Motor Armado

En la grafica 5.26 observamos el motor armado en su totalidad en transparencia, con el fin de poder diferenciar las partes internas como son bielas, rodamientos, ejes, pistón de potencia y desplazador.

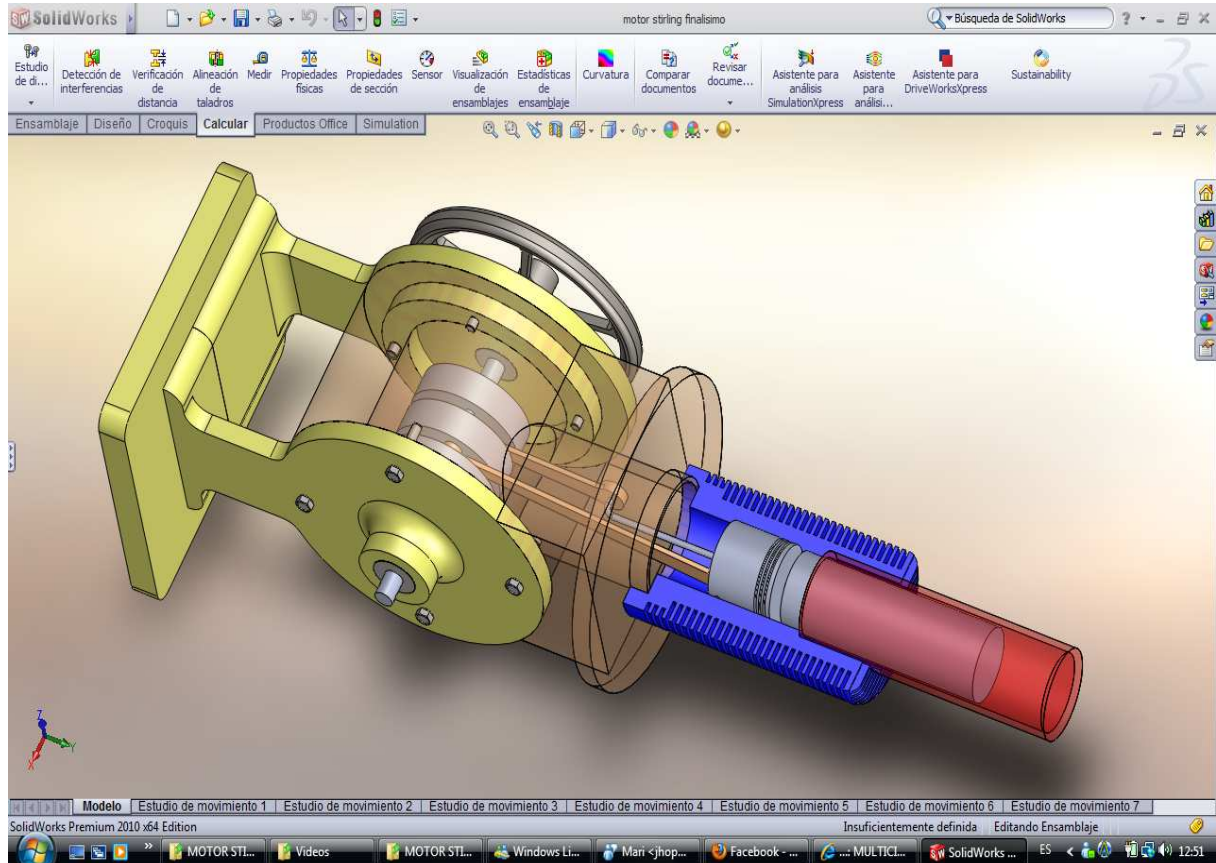


Figura 5.26 Motor armado en transparencia

## 5.5. SIMULACIÓN DEL MOTOR

Para la simulación y análisis dinámico del motor Stirling, utilizamos el programa de SolidWorks (CosmosMotion), tomando en consideración parámetros como son: las revoluciones máximas del motor (2000 RPM) y la gravedad ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ), que se encuentra en el sentido del eje (y negativo).



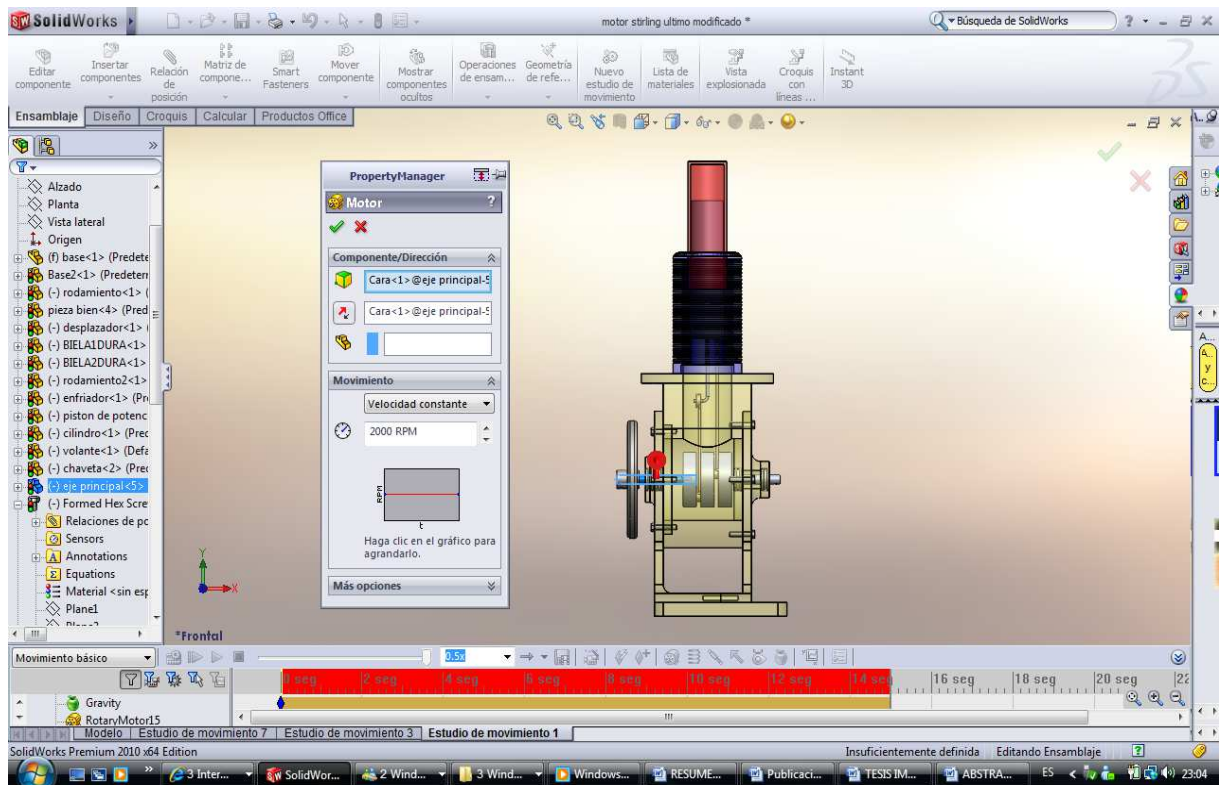


Figura 5.27 Parámetros de RPM y gravedad

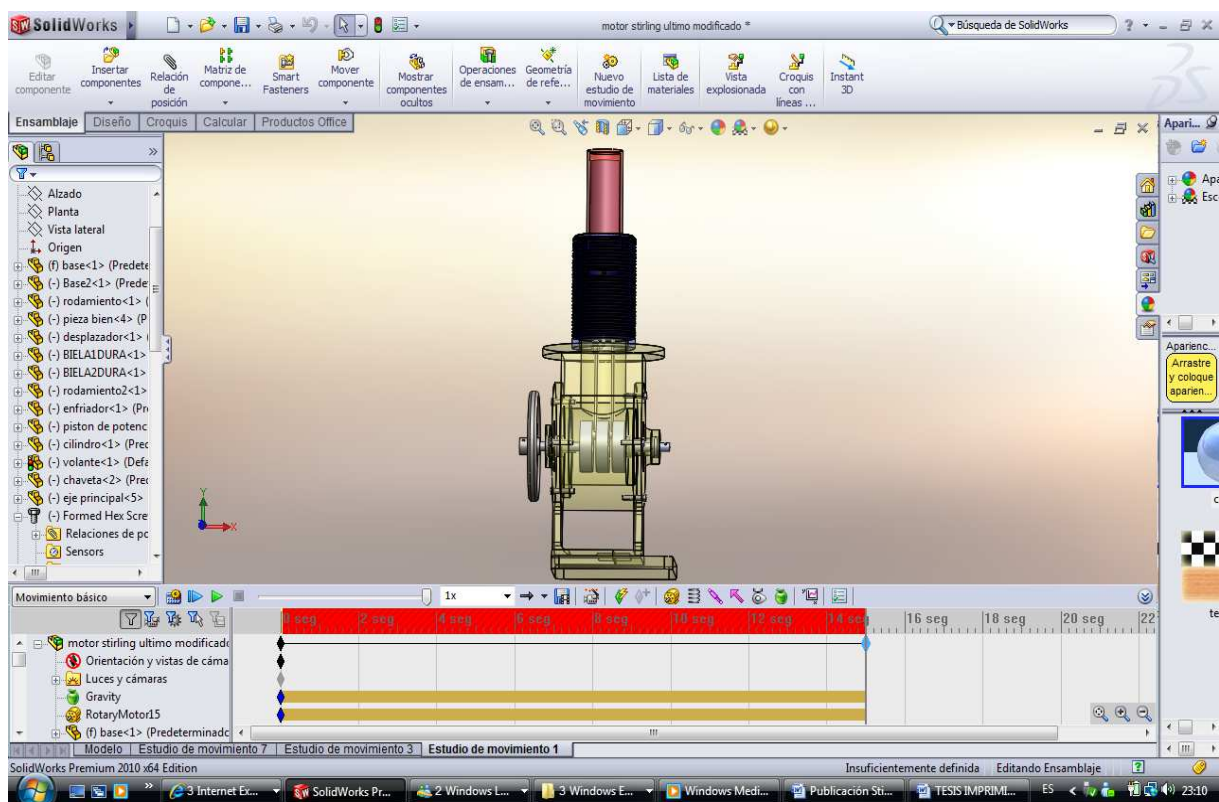


Figura 5.28 Simulación del movimiento del motor

## 5.6. LUBRICACIÓN

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

El pistón y cilindro se puede lubricar con grafito en polvo malla 200.<sup>61</sup>

## 5.7. RESTRICCIONES

El gas hidrogeno como gas de trabajo, aunque mejore el desempeño del motor, a altas presiones es altamente inflamable pues este es un gas combustible, siendo peligroso para la manipulación además de que a corta la vida útil del motor

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

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

---

<sup>61</sup> Solar Engine Inc, Solar Engines Cycle, P.5.

El sellado en los pistones es posible pero es la mayor dificultad en este tipo de motores, debido a la existencia de pérdidas en el pistón de potencia debido a la fricción en los anillos.

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

## **5.8. ANÁLISIS DE RESULTADOS**

El prototipo perteneciente a la Empresa TESUD S.A no posee las características necesarias para alcanzar los 70 We propuestos, logrando una potencia de 30 We, no haber realizado el estudio de dicho motor y solo proceder a la construcción originó estos inconvenientes de potencia en el eje deseada, por lo que fue imposible la modificación de componentes.

Nuestro estudio ha girado en torno a la implantación de motores Stirling Solares en áreas rurales atendiendo a las condiciones sociales y culturales de la población beneficiada, el problema persiste en que esta tecnología se encuentra en fase de experimentación y no existen los recursos económicos necesarios, ni la suficiente información para la fabricación, resultando dificultosa su implementación en el País.

El objetivo principal de esta tesis es conseguir que, partiendo de motores experimentales en el cual se ha establecido un factor de diseño en base a temperaturas en los focos, modelar térmicamente y mecánicamente utilizando el método de Schmidt, ecuación de Beale, ecuaciones del movimiento alternativo, transferencia de calor y así establecer parámetros de los componentes con el fin de generar 70 We.

Poder generar esta potencia con un motor relativamente pequeño como el motor desarrollado en los talleres TESUD es sumamente complicado, por lo que en

general el diseño del motor desarrollado en esta investigación tuvo que ser de un tamaño mucho mayor al propuesto por la empresa.

El motor desarrollado cumple con las condiciones climáticas anuales y de presión en la ciudad de Quito, la temperatura en la zona caliente puede ser alcanzada mediante el lente de freznel, biocombustible y de mas formas de energía calorífica renovable, la convección natural es uno de los problemas que se presentan bajo estas condiciones por lo que se debería trabajar en un ambiente donde las condiciones climáticas sean favorables a las establecidas en nuestra investigación.

## **5.9. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN**

A continuación hacemos referencia al siguiente anexo donde están detallados los elementos del Motor Stirling tipo Beta que fue diseñado en este estudio, con sus respectivos materiales.

**(VÉASE EL ANEXO 20 PLANOS DE CONSTRUCCIÓN)**

## CAPÍTULO 6

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1. CONCLUSIONES

El motor Stirling puede aprovechar diversas fuentes de energía como calor residual de origen industrial, fuentes de energía alternativas a los combustibles fósiles, combustión de todo tipo de materiales, energía solar térmica, uso de la biomasa, energía geotérmica e incluso el originado en procesos de fisión nuclear, por lo tanto es un motor que no depende del combustible del cual provenga el calor externo que necesita para su funcionamiento

Este tipo de motor tiene la capacidad de convertir el calor en trabajo a través de un ciclo termodinámico regenerativo, con compresión y expansión cíclicas del fluido de trabajo, el cual se encuentra contenido en el interior del cilindro.

Ningún tipo de motor Stirling emana gases contaminantes lo que lo convierte en un motor ecológico, autónomo, silencioso y factible de recrear con los medios y conocimientos adquiridos durante la carrera de Ingeniería Mecánica, además sus elementos son de construcción sencilla.

En esta investigación desarrollamos una metodología de rediseño de motores Stirling basándonos en el modelo matemático de Schmidt, establecidos para analizar el trabajo útil y el movimiento de los pistones.

La alta eficiencia de este motor es debido a que trabaja en un ciclo cerrado a volumen constante. Todo lo que se añade al sistema es de alta temperatura, y todo lo que se elimina del sistema es de baja temperatura (residuos) de calor y energía mecánica.

Una variable muy importante en el funcionamiento de este motor es la presión, que debe ser incrementada tratando de impedir que existan fugas del fluido de trabajo (aire), y evitando que existan sobrepresiones, para ello se deben considerar sellos efectivos en los anillos de los pistones.

Teóricamente el motor Stirling posee un rendimiento igual al de Carnot ya que opera en dos zonas una de alta temperatura (foco caliente) y otra de baja temperatura (foco frío), siendo la máxima posible de cualquier máquina real debido a que su rendimiento por unidad de combustible es mayor.

En la práctica el rendimiento de un motor Stirling varía dependiendo de la eficiencia del regenerador, del volumen muerto, de la geometría del motor, de las rpm y la efectividad del intercambiador de calor, ya que este debe lograr una diferencia entre las temperaturas de las dos zonas de 250°C o mayor para poder obtener mayor potencia.

El estudio realizado en esta investigación muestra que el análisis térmico es adecuado para evaluar el comportamiento de un motor Stirling con regeneración imperfecta y volumen muerto proporcionándonos un método analítico más próximo a la realidad, para evaluar el comportamiento de un motor Stirling, en comparación con otros modelos que no conjugan al mismo tiempo ambos factores (espacio muerto y efectividad del regenerador).

Posee una baja cantidad de elementos móviles, sobre todo en comparación con los motores de combustión interna, produciéndose pérdidas de rendimiento por fricción muy bajas.

Las modificaciones en el prototipo existente no pudieron ser realizadas debido que para alcanzar la meta propuesta de 70 We, se tenía que aumentar las dimensiones de los componentes existentes, por ello en nuestro estudio especificamos los parámetros necesarios y dimensiones correctas en la construcción de un nuevo prototipo para lograr esta meta.

Realizando una comparación cualitativa entre las diferentes configuraciones de motores Stirling podemos decir que el motor tipo Alfa posee una alta relación de potencia volumen, sencillez de mecanismos pero presenta dificultad en el sellado de las cámaras, el tipo Beta posee una relación de potencia volumen inferior a la del tipo Alfa con menores volúmenes muertos y pérdidas, mecanismos complejos y voluminosos, al igual presenta dificultad en el sellado de la cámara, el tipo Gamma tiene mecanismos sencillos pero posee una relación de compresión baja, esto se cumple siempre y cuando estén bajo las mismas condiciones y todas las variables de funcionamiento de los diferentes tipos de motor se encuentran estrechamente ligados.

Nuestro estudio ha girado en torno a la implantación de alternativas no convencionales de generación de energía Eléctrica por medio de concentradores solares y la utilización de motores Stirling como proyecto de sustentación para lograr beneficiar a pequeñas comunidades en áreas rurales atendiendo condiciones sociales y culturales, que les permita elevar su nivel de vida.

La intención de este trabajo fue la de convertirse en una fuente que aporte conocimiento y experiencia para el diseño, construcción y desarrollo de los motores Stirling, ya que la información sobre el motor Stirling en nuestro país es muy escasa; por ello, se presentan las consideraciones básicas de diseño para alcanzar la meta propuesta, el problema persiste en que esta tecnología se encuentra en fase de experimentación y no existen los recursos económicos necesarios, resultando dificultosa su implementación en el país.

**Tabla 6.1** Cuadro comparativo de las variables y parámetros finales

<b>PARÁMETRO</b>	<b>PROTOTIPO STIRLING</b>	<b>STIRLING (70 We)</b>
<b>DIÁMETRO DEL DESPLAZADOR</b>	En el prototipo el volumen de trabajo era mucho menor que el volumen necesario para alcanzar la potencia deseada	Al aumentar el diámetro del desplazador se pudo obtener mayor volumen de trabajo por ciclo.
<b>DIÁMETRO DEL CILINDRO</b>	Al estar ligado con el diámetro del desplazador del prototipo este también afecta el volumen de trabajo, es decir es menor que el necesario.	Necesariamente se debió aumentar el diámetro del cilindro debido al aumento del diámetro del desplazador y por ende el del volumen del trabajo.
<b>LONGITUD DEL DESPLAZADOR</b>	El problema en la longitud del desplazador es la separación entre el foco frío y el foco caliente que no es la adecuada para aislar pues no se logra aislar las temperaturas y además existe una transferencia de calor por conducción.	Aumentando la longitud del pistón desplazador se pudo evitar que haya transferencia de calor de conducción a través de este, de esta manera se logra aislar o separar el foco frío del foco caliente ganando más potencia.
<b>LONGITUD DEL REGENERADOR</b>	El regenerador actúa como un intercambiador de calor y en el prototipo este es pequeño lo cual no permite que el fluido pase de una temperatura caliente a una fría con una variación de gradiente pequeño	Con un regenerador más grande se logra obtener un gradiente más pequeño es decir que el fluido de trabajo pasa de una temperatura caliente a temperatura fría de una manera uniforme sin dar grandes saltos de temperatura.



Continuación

<p><b>CARRERA DEL PISTÓN DESPLAZADOR</b></p>	<p>Las carreras del prototipo al no tener la misma magnitud tanto del pistón potencia como del pistón desplazador y de acuerdo a pruebas realizadas anteriores, no cumplían con la ecuación de Schmidt, estos nunca tendrían a toparse por esto existían mas volúmenes muertos, que son consideradas como perdidas de volumen de trabajo, fallaba su sincronización y se bloqueaba el motor.</p>	<p>Con carreras iguales se obtuvo una sincronización perfecta y aplicando el método de Schmidt el cual tienden a toparse en un punto de esta forma se gano un mayor volumen de trabajo por la disminución de volúmenes muertos entre los pistones.</p>
<p><b>CARRERA DEL PISTÓN DE POTENCIA</b></p>	<p>Por la necesidad de ganar mayor número de revoluciones se disminuyo la carrera del pistón sin tomar en cuenta el volumen que quedaba entre el pistón desplazador y el pistón de potencia y la sincronización que se perdía entre estos.</p>	<p>A fin de obtener un movimiento alternativo sincronizado, se igualo las carreras del desplazador y la del pistón.</p>
<p><b>DISTANCIA PISTÓN DESPLAZADOR</b></p>	<p>El prototipo nos advirtió de que no existe calculo de masa que iba a ingresar y del que se quería obtener un trabajo eficiente de tal manera que todo esta masa de gas trabaje por todo el ciclo y este fue el error al tener una distancia significativa entre los pistones cuando cada uno se encuentra realizando el movimiento alternativo.</p>	<p>La definición del método Schmidt nos indica que tanto el pistón de potencia como el desplazador deben tender a tocarse en un punto, por ello disminuimos esta distancia a un valor despreciable a fin de que toda la masa del gas de trabajo circule por ambos focos.</p>
<p><b>NUMERO DE BEALE</b></p>	<p>Las perdidas en el prototipo se deben al escape de gas de trabajo ya sea por fricción, sellos o longitudes de los pistones, además no se considero que se debe multiplicar por un factor de 0.14 por trabajar a una temperatura que de acuerdo al grafico de pruebas realizadas se tuvo que haber hecho y que disminuye la potencia en si al aplicar la ecuación de Beale.</p>	<p>Se aumento el número de Beale de 0.13 a 0.14 por ser un motor de alto desempeño y trabajar a altas temperaturas donde un número mayor indica mayor rendimiento</p>

## 6.2. RECOMENDACIONES

En el caso del motor Stirling no es recomendable utilizar una lubricación con aceite, ya que el motor al trabajar a altas temperaturas existe un alto riesgo de explosión.

Para el motor Stirling el fluido de trabajo más apropiado es el aire debido a sus propiedades y beneficios en comparación con otros gases como son el hidrogeno y el helio, el hidrogeno por ser un gas inflamable al trabajar con altas presiones se vuelve altamente peligrosa su manipulación y el helio por ser un gas con partículas demasiado pequeñas presenta dificultad en el sellado de los anillos de pistones.

Los materiales de los cuales están compuestos los elementos del motor tienen que estar seleccionados y dimensionados tomando en cuenta las temperaturas en el foco frio y caliente, que deben estar claramente especificadas, para evitar que sean muy pesados o muy ligeros y sufran alteraciones en sus propiedades mecánicas y fallen.

En el dimensionamiento de los elementos del motor se debe tomar en cuenta aspectos como son la excentricidad de bielas que permitan el correcto movimiento del desplazador y pistón, evitar que el desplazador toque la cara superior del motor, eliminar fricciones y equilibrar los componentes móviles, debido a que si no lo están presentaran mayor dificultad en el arranque.

En lo posible evitar que existan fugas del fluido de trabajo ya que a medida que el motor empieza a funcionar por las altas presiones el fluido de trabajo (aire) tiende a escapar reduciendo la potencia del motor, por ello en los anillos de los pistones se debe procurar un sellado perfecto.

Evitar que exista transferencia de calor por conducción entre el foco frio y el foco caliente, y reducir al máximo los espacios muertos ya que estos disminuyen el trabajo neto.

Se recomienda mayor inversión e investigación en proyectos de este tipo ya que son proyectos con energías limpias, para reducir emisiones contaminantes hacia el exterior.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Cengel, Y.; Transferencia de Calor; Editorial Mc Graw Hill Interamericana; Segunda Edición; México DF-México; 2006.
2. Z. Black; G. Hartley; Termodinámica; Editorial Addison-Wesley Educational Publishers; Segunda Edición; Mishawaka-USA; 1991.
3. Merle Potter; Elaine Scott; Termodinámica; Editorial Mc Graw Hill Interamericana; Segunda Edición; Madrid-España; 2004.
4. Vásquez Cervantes Jorge, Metodología para el rediseño de motores de Ciclo Stirling; Tesis; México DF-México; 2007.
5. Enríquez Luis; Guadalupe Jorge; Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica; Tesis; Quito-Ecuador; 2011.
6. William R. Martini; Stirling Engine Design Manual; Editorial Lightning Source Inc; Segunda Edición; Estados Unidos; 1983.
7. González, A; Ortiz, M; Diseño y construcción de un prototipo de motor Stirling tipo beta; Tesis; Lima-Perú; 2009.
8. Arnulfo Miranda; Análisis Termodinámico de un motor de ciclo Stirling; Tesis; México DF-México; 2008.
9. Hooper, C; Reader; G; Stirling Engines; Editorial Elsevier Science Publishers; New York-USA; 2010.
10. P. Fontela; A. Lecuona; El Motor Stirling; Editorial Manufacturers Directory; Illinois-USA; 2005.
11. C. Llave; P. Clauso; E. Matellanes; C. Abarca, El Motor Stirling Diseño, Construcción y Análisis Experimental; Tesis; Madrid-España; 2010.
12. A. Torregrosa Huguet; J. Lucas; H. Puchades, Ingeniería Térmica, Editorial Alfa omega; México DF-México; 2005.
13. Mayorga M, Determinación y Predicción del Coeficiente de Transferencia de Calor Alrededor del Bulbo de un Termómetro de Vidrio; Tesis; Bogotá DC-Colombia; 2010.
14. Timoshenko, S; Resistencia de los materiales; Editorial Mc Graw Hill; Stamford-USA; 1998.

15. Incropera, F, Fundamentos de Transferencia de Calor; Editorial Prentice Hall; Cuarta Edición; México DF-México; 1999. .
16. Guasumba. J; Bio concentrador solar de tipo parabólico para aplicaciones de alta temperatura sin emisión de sustancias contaminantes, 2008.
17. Román. L, Conceptos Básicos Para Diseño De Motor Stirling; Tesis; Santiago de Chile; 2009.
18. Serway. R; Faughn. R, Física; Editorial Mc Graw Hill; Madrid-España; 1997.
19. Shigley, J; Mischke, C; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill Interamericana; Sexta Edición; México DF – México; 2002.
20. Olmedo, F; Teoría de máquinas y mecanismos asistida con computadora; Editorial Politécnica; Quito – Ecuador; 2007.
21. Norton, R; Diseño de Máquinas, Editorial Prentice Hall; Primera Edición; México DF – México; 1999.
22. I. Bohman, Catalogo de Aceros, 2009.
23. E. Diaz, Manual de Productos para equipo pesado, 2008.
24. Solar Engine Inc, Solar Engines Cycle, 2005.

## REFERENCIAS DE INTERNET

1. <http://personales.able.es>
2. <http://es.scribd.com>
3. <http://fisicaexpdemostrativos.uniandes.edu.co>
4. <http://almadeherrero.blogspot.com>
5. <http://home.germany.net>
6. [www.ulbrinox.com.mx](http://www.ulbrinox.com.mx)
7. [www.ecured.cu/index.php/Biela](http://www.ecured.cu/index.php/Biela)
8. [www.stagnaro.cl/pistones.html](http://www.stagnaro.cl/pistones.html)
9. [www.manualdemecanica.info/Cilindros\\_del\\_Motor.html](http://www.manualdemecanica.info/Cilindros_del_Motor.html)
10. [www.ecured.cu](http://www.ecured.cu)

## **ANEXOS**

