

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA
ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO
FUENTE LA ENERGÍA SOLAR**

**JUAN PABLO DOMINGUEZ ARIAS
DIEGO FERNANDO MENESES GONZALEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA
ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO
FUENTE LA ENERGÍA SOLAR**

**JUAN PABLO DOMINGUEZ ARIAS
DIEGO FERNANDO MENESES GONZALEZ**

**Trabajo de grado para optar el título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
OMAR ARMANDO GÉLVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

DEDICATORIA

Al Dios creador y la Virgen María, por una vida llena de momentos felices y enseñarme a fortalecerme en las dificultades que se presentan diariamente.

A mis padres Juan Domínguez y Esperanza Arias Mendoza, mi abuelo Pablo Antonio, mi hermana Laura Esperanza Domínguez Arias por su amor, cariño y apoyo incondicional.

A mis tías, Hna. Gloria Arias, Hna. Emílse Rueda, Cecilia Barrera, mis primos Pablo Sergio Arias, Pablo Arias como también mi familia por confiar en mis capacidades y por creer en mis logros para la culminación del proyecto de grado.

A mis compañeros y amigos, por los momentos vividos, en especial a Camilo Sánchez, Diego Meneses, Sergio Vásquez, Cristian Rodríguez y otros.

A mi novia Nathalia Suarez por permitirme compartir con un ser tan especial y apoyarme en la culminación del proyecto.

JUAN PABLO DOMINGUEZ ARIAS

DEDICATORIA

A la humanidad la cual merece vivir en un mundo mejor, con derecho a tener generaciones futuras que puedan disfrutar de lo que la naturaleza nos brinda a todos.

A mis padres por su inmenso e incondicional apoyo a lo largo de toda la carrera, su comprensión en momentos difíciles y su interés en todo lo creado.

Al planeta tierra, porque aunque el hombre ha cometido muchos errores contra el ambiente, siempre busca entregar las condiciones ideales para el desarrollo de la vida.

A mi familia, la cual siempre estuvo interesada en mis avances y apoyándome en todo momento.

Y a mis compañeros, amigos y demás personas que de una u otra forma hicieron parte del desarrollo de este gran trabajo.

Diego Meneses

AGRADECIMIENTOS

Al ingeniero Omar Armando Gélvez Arocha, docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por su confianza, colaboración, conocimiento, formación académica y apoyo en el desarrollo de este proyecto de grado.

A todos nuestros amigos y compañeros de la Universidad por su amistad y a todas las personas que hicieron posible la culminación del proyecto y de esta nueva etapa.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	28
1. METODOLOGÍA	30
1.1 IDENTIFICACIÓN DE L PROBLEMA.....	30
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	30
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	31
1.3.1 Objetivo General.....	31
1.3.2 Objetivos Específicos.....	32
2. ENERGÍAS ALTERNATIVAS	33
2.1 FUENTES DE ENERGÍA RENOVABLE	34
2.2 NORMAS Y LEYES EN EL USO DE LA ENERGÍA EN COLOMBIA	35
2.2.1 Protocolo de Kyoto.	35
2.2.2 Convenio de Viena.	36
2.2.3 NORMA ISO 50001: Gestión de la Energía.....	37
2.2.4 Ley URE 697 del 2001.....	37
2.3 ENERGÍA SOLAR	38
2.3.1 Radiación Solar.	38

2.3.2	Proceso de conversión térmica.....	40
2.3.3	Proceso de conversión eléctrica.	46
2.3.4	Mapa conceptual de la energía solar.....	47
2.4	ENERGÍA SOLAR EN COLOMBIA	48
2.4.1	Radiación solar en Colombia.	48
2.4.2	Aplicación de los Sistemas Stirling en Colombia.	51
3.	GENERALIDADES DEL MOTOR STIRLING.....	52
3.1	HISTORIA	52
3.2	DEFINICIÓN DEL MOTOR STIRLING	55
3.3	CICLO IDEAL STIRLING.....	56
3.4	COMPARACIÓN DEL CICLO CARNOT Y EL CICLO STIRLING	60
3.5	TIPOS DE MOTORES STIRLING SEGÚN SU CONFIGURACIÓN	63
3.5.1	Motor Stirling tipo Alfa.....	63
3.5.2	Motor Stirling tipo Beta.....	64
3.5.3	Motor Stirling tipo Gamma.	65
3.5.4	Tabla de comparación de los tipos de motor Stirling.	66
3.6	DESCRIPCION DE LOS ELEMENTOS DEL MOTOR STIRLING.....	66
3.6.1	Fuente de calor.....	67

3.6.2 Foco caliente.	67
3.6.3 Pistón desplazador.	68
3.6.4 Regenerador.....	68
3.6.5 Cilindro del pistón desplazador.....	68
3.6.6 Aletas disipadoras.	68
3.6.7 Foco frio.....	69
3.6.8 Pistón de potencia.	69
3.6.9 Cilindro del pistón de potencia.....	69
3.6.10 Mecanismo de biela-manivela.	70
3.6.11 Eje o cigüeñal.	70
3.6.12 Volante de inercia.	71
4. MOTOR STIRLING TIPO GAMMA.....	72
4.1 DESCRIPCIÓN	72
4.2 FUNCIONAMIENTO.....	72
4.3 ANÁLISIS DEL CICLO STIRLING.....	74
4.3.1 Modelo isotérmico ideal.	74
4.3.2 Modelo adiabático ideal.	85
4.4 COMPARACION DE LOS MODELOS UTILIZADOS	93

4.5	PERTURBACIONES EN EL FUNCIONAMIENTO	96
4.5.1	Efectos de transferencia de calor en el motor.....	96
4.5.2	Efecto de fugas del fluido de trabajo.....	97
4.5.3	Efecto de los espacios muertos.	98
4.5.4	Efectos combinados.	99
4.6	TEORÍA DE SCHMIDT PARA MOTORES STIRLING.....	99
4.6.1	Análisis de la teoría Schmidt.....	100
4.6.2	Ecuaciones de Schmidt para motor Stirling tipo Gamma.....	102
4.6.3	Trabajo por ciclo, potencia y rendimiento.	103
4.5.4	Número de Beale.....	103
5.	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR STIRLING GAMMA.....	105
5.1	DISEÑO GEOMETRICO Y SELECCIÓN DE MATERIALES.....	105
5.1.1	Cilindro motor aleteado.....	108
5.1.2	Tapa de la cámara fría.....	110
5.1.3	Empaque de caucho.....	114
5.1.4	Inserto buje en teflón.	115
5.1.5	Tapa tuerca tapa foco caliente.....	115
5.1.6	Empaque de silicona roja.....	116

5.1.7 Foco caliente.	117
5.1.8 Brida de teflón.....	119
5.1.9 Desplazador.....	126
5.1.10 Pistón de potencia.	130
5.1.11 Camisa del pistón de potencia.	132
5.1.12 Bielas.....	133
5.1.13 Eje cigüeñal.	135
5.1.14 Volante.....	143
5.1.15 Análisis en el generador.	146
5.2 PRUEBA EMPIRICA DE FRICCION PARA LA POTENCIA UTIL	153
5.3 ESTRUCTURA.....	155
5.3.1 Análisis de los soportes del cigüeñal.	156
5.4 ANÁLISIS TERMICO DEL MOTOR STIRLING	160
5.4.1 Sistema de captación.....	161
5.4.2 Concentrador solar parabólico.....	163
5.4.3 Análisis del motor Stirling.....	164
5.4.4 Cálculos del modelo por transferencia de calor	166
6. COSTOS DE CONTRUCCIÓN	175

6.1 PARÁMETROS DE COBRO	176
6.2 COSTO.....	176
6.3 TIEMPO REQUERIDO	177
6.4 CRITERIO DE COSTO.....	177
7. SOFTWARE DEL MOTOR STIRLING GAMMA	178
7.1 MÉTODO DE ANÁLISIS DEL CICLO STIRLING	178
7.2 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MOTOR STIRLING TIPO GAMMA	180
7.2.1 Diagrama de flujo ANÁLISIS METODO SCHMIDT.....	182
7.3 PROGRAMA STIRLING ENGINE 'GAMMA'	183
7.3.1 INTERFAZ GUIDE.....	183
7.4 PRUEBAS DEL PROGRAMA MOTOR STIRLING 'GAMMA'.....	187
7.4.1 Análisis de resultados.....	188
8. PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS DEL MOTOR STIRLING.....	193
8.1 INSTRUMENTACIÓN UTILIZADA	193
8.1.1 Termómetro electrónico.....	193
8.1.2 Sensor de temperatura.....	194
8.1.3 Voltímetro digital.....	194
8.1.4 Gas Butano.....	195

8.1.5 Tacómetro digital.	195
8.1.6 Lubricante.	196
8.2 PRUEBA SOLAR	196
8.2.1 Procedimiento.	196
8.2.2 De 0 al minuto 16.	204
8.2.3 Del minuto 22 al minuto 26.	204
8.2.4 Del minuto 26 al minuto 35.	204
8.2.5 Del minuto 35 al minuto 36.	205
8.3 PRUEBA CON GAS BUTANO	205
8.3.1 Procedimiento.	205
8.3.2 De 0 al minuto 16.	211
8.3.3 Del minuto 16 al minuto 33.	212
8.3.4 Del minuto 33 al minuto 34.	213
8.4 LECTURA DEL MANÓMETRO	213
8.5 TABLA DE COMPARACION DE PRUEBAS	214
8.6 RESULTADOS TEORICOS CONTRA EXPERIMENTALES	214
CONCLUSIONES	217
RECOMENDACIONES.....	224

BIBLIOGRAFIA.....227

ANEXOS.....228

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Emisiones de carbono fósil	34
Figura 2. Radiaciones típicas a nivel del mar en distintas condiciones.....	39
Figura 3. Ángulo de inclinación de la incidencia de la radiación solar	40
Figura 4. Arquitectura bioclimática.....	41
Figura 5. Colector solar y panel solar	42
Figura 6. Sistema de captación solar de baja temperatura.....	42
Figura 7. Concentrador solar cilíndrico parabólico.....	43
Figura 8. Concentrador solar con Stirling.....	44
Figura 9. Sistema de discos parabólicos	45
Figura 10. Sistema de torre central solar térmica	45
Figura 11. Sistema de instalación fotovoltaica	46
Figura 12. Mapa conceptual de la energía solar	47
Figura 13. Mapa de la radiación solar en Colombia.....	49
Figura 14. Radiación solar global en Bucaramanga	50
Figura 15. Máquina de vapor	52
Figura 16. Motor original de Robert Stirling	53
Figura 17. Máquina de vapor	55
Figura 18. Diagrama P-V del ciclo ideal Stirling.....	56
Figura 19. Expansión isotérmica ciclo 1-2	57
Figura 20. Enfriamiento a volumen constante ciclo 2-3	58
Figura 21. Compresión isotérmica ciclo 3-4.....	59

Figura 22. Calentamiento a volumen constante 4-1.....	60
Figura 23. Representación de una maquina térmica	60
Figura 24. Diagrama P-V del ciclo Carnot.....	61
Figura 25. Motor Stirling tipo Alfa.....	64
Figura 26. Motor Stirling tipo Beta.....	64
Figura 27. Motor Stirling Gamma	65
Figura 28. Elementos principales del motor Stirling	67
Figura 29. Configuración del Motor Stirling tipo Gamma	72
Figura 30. Ciclo isotérmico ideal del Motor Stirling Gamma	75
Figura 31. Modelo isotérmico ideal para el Motor Stirling tipo Alfa	77
Figura 32. Perfil de temperatura del regenerador	78
Figura 33. Simplificación trigonométrica por triangulo rectángulo.....	81
Figura 34. Espacios adiabáticos para un motor Stirling tipo Alfa	85
Figura 35. Modelo adiabático ideal para un Motor Stirling tipo Alfa	86
Figura 36. Análisis de la célula como volumen de control	88
Figura 37. Zona de compresión adiabática.....	90
Figura 38. Efectos imperfectos de la transferencia de calor	97
Figura 39. Efectos de fugas del fluido de trabajo	98
Figura 40. Efectos combinados.....	99
Figura 41. Modelo Stirling tipo Gamma.....	102
Figura 42. Modelo de prototipo Stirling tipo Alfa	105
Figura 43. Modelo Stirling para calcular el torque en Excel.	107
Figura 44. Cilindro motor aleteado en aluminio	109

Figura 45. Disposición de agujeros en la tapa de la cámara fría de aluminio	111
Figura 46. Tapa de la cámara fría.....	111
Figura 47. Fuerza aplicada por la presión del gas en la tapa de la cámara.....	112
Figura 48. Perno	113
Figura 49. O-ring tapa de aluminio.....	114
Figura 50. Inserto de teflón	115
Figura 51. Tapa tuerca con los alojamientos de empaque de silicona.....	116
Figura 53. Inserto de teflón	117
Figura 53. Aerosol Negro High Heat	117
Figura 54. Embutido de aluminio	118
Figura 55. Esquema de presión interna en la pieza de embutido de aluminio	118
Figura 56. Brida de teflón.....	120
Figura 57. Ensamble de las bridas de teflón para la pieza del foco caliente.....	120
Figura 59. Esfuerzo contra deformación del caucho	122
Figura 59. Diámetros del empaque de silicona roja	123
Figura 60. Fuerza del perno y deformación del empaque de silicona roja.....	124
Figura 61. Torcómetro	125
Figura 62. Esquema del empaque de silicona roja y la tapa roscada	125
Figura 63. Recipiente a presión en el interior del motor.....	126
Figura 64. Determinación de la carrera del desplazador	127
Figura 65. Diámetro del desplazador	128
Figura 66. Desplazador.....	130
Figura 67. Pistón de potencia	130

Figura 68. Agujero para acople de biela	131
Figura 69. Representación de fuerzas para el pistón de potencia	131
Figura 70. Camisa del pistón	132
Figura 71. Biela.....	133
Figura 72. Eje cigüeñal	135
Figura 73. Esquema de apoyos en el eje cigüeñal	135
Figura 74. Esquema de fuerzas aplicadas en el eje cigüeñal	136
Figura 75. Fricción en el mecanismo del motor Stirling	137
Figura 76. Diagrama de cortante y momento flector	139
Figura 77. Rodamientos.....	142
Figura 78. Volante.....	143
Figura 79. Volante con imanes instalados	146
Figura 80. Esquema de fuerzas en el generador	147
Figura 81. Distancia entre la cara del imán y el núcleo de cada bobina.	148
Figura 82. Imanes cerámicos.....	149
Figura 83. Carretes apropiados para elaborar las bobinas	149
Figura 84. Bobinas.....	150
Figura 85. Calibración del hilo de cobre.....	151
Figura 86. Bombillo led	152
Figura 87. Esquema del freno prony.....	153
Figura 88. Freno prony	154
Figura 89. Estructura	156
Figura 90. Fuerzas sobre la estructura	156

Figura 91. Análisis de columna sobre perfil rectangular	157
Figura 92. Análisis de columna sobre perfil en ángulo.....	159
Figura 93. Modelo térmico para el motor Stirling tipo Gamma	160
Figura 94. Sistema de captación solar Stirling	161
Figura 95. Obtención de potencia del Motor Stirling.	162
Figura 96. Antena parabólica como concentrador	164
Figura 97. Modelo de transferencia de calor para el motor Stirling Gamma	165
Figura 98. Modelo CAD de los focos del Motor Stirling Gamma	166
Figura 99. Diagrama de flujo MOTOR STIRLING 'GAMMA'.....	181
Figura 100. Diagrama de flujo de análisis método Schmidt.....	182
Figura 101. Interfaz gráfica stirling.figure	185
Figura 102. Diagrama PV del comportamiento del motor	186
Figura 103. Diagrama P vs Volúmenes	186
Figura 104. Diagrama P vs Ángulo de cigüeñal	187
Figura 105. Prueba 1, modelo isotérmico ideal.....	188
Figura 106. Prueba 1, modelo adiabático ideal.....	190
Figura 107. Termómetro electrónico	193
Figura 108. Sensor de temperatura	194
Figura 109. Voltímetro digital	194
Figura 110. Gas Butano	195
Figura 111. Tacómetro digital	195
Figura 112. Lubricante	196
Figura 113. Sensores de temperatura ubicados en el motor Stirling	197

Figura 114. Concentrador parabólico.....	198
Figura 115. Temperatura inicial en el foco frio	198
Figura 116. Temperatura inicial en el foco caliente.....	199
Figura 117. Concentración puntual en el foco caliente	199
Figura 119. Foco caliente con recipiente para evitar pérdidas de calor por el viento	200
Figura 119. Incidencia de energía solar	204
Figura 120. Energía de los bombillos leds durante funcionamiento del motor	205
Figura 121. Ubicación de sensores de temperatura en cada zona del motor	206
Figura 122. Quemador de gas propano	206
Figura 123. Funcionamiento del motor sin carga con gas butano.....	212
Figura 124. Funcionamiento del motor con carga y gas butano.	212
Figura 125. Medición del manómetro en funcionamiento	213
Figura 126. Comportamiento energético.....	217
Figura 127. Gas Butano	219
Figura 128. Moto clásica Guzzi.....	220
Figura 129. Modelo SolidWorks Motor Stirling - UIS.....	222
Figura 130. Vista Isométrica del Motor Stirling tipo Gamma	222
Figura 131. Vista del Motor Stirling tipo Gamma.....	223
Figura 132. Vista de perfil del Motor Stirling tipo Gamma	223

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Parámetros de diseño	32
Tabla 2. Clasificación de las fuentes de energía renovable	35
Tabla 3. Gases causantes del efecto invernadero	36
Tabla 4. Paralelo de los ciclos Carnot y Stirling	62
Tabla 5. Cuadro de comparación de ventajas y desventajas de los tipos del motor Stirling	66
Tabla 6. Funcionamiento del Motor Stirling tipo Gamma	73
Tabla 7. Esquema de operación del Motor Stirling Gamma	76
Tabla 8. Resumen de ecuaciones de análisis isotérmico ideal	84
Tabla 9. Sistema de ecuaciones del análisis adiabático	92
Tabla 10. Sistema de ecuaciones de modelos de análisis	94
Tabla 11. Simbología por el método Schmidt para Motor Stirling	101
Tabla 12. Diseño preliminar	106
Tabla 13. Dimensiones teóricas para el motor Stirling	108
Tabla 14. Especificaciones para pernos métricos de acero	113
Tabla 15. Propiedades del empaque de silicona roja	121
Tabla 16. Resultados de la prueba de freno prony	155
Tabla 17. Geometría de la antena como concentrador	163
Tabla 18. Costos de construcción motor Stirling Gamma	175
Tabla 19. Pruebas de potencia variando parámetros geométricos	190
Tabla 20. Resultados de pruebas de potencia	192

Tabla 21. Condiciones iniciales operación.....	196
Tabla 22. Resultados de la prueba solar de 140 minutos	200
Tabla 23. Condiciones iniciales operación.....	205
Tabla 24. Resultados de la prueba con gas butano.....	207
Tabla 25. Comparación de resultados de fuentes externas.....	214
Tabla 26. Resultados teóricos contra experimentales.	214
Tabla 27. Resultados freno prony.....	215
Tabla 26. Resultados del software entre los modelos isotérmico y adiabático. ...	216
Tabla 29. Comportamiento energético.....	217
Tabla 30. Modelo ideal - Modelo real.....	218
Tabla 31. Comparación de pruebas.....	221
Tabla 32. Recomendaciones	224

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. RADIACIÓN SOLAR.....	229
ANEXO B. MODELO MATEMATICO DEL MOTOR STIRLING	242
ANEXO C. MECANISMO BIELA MANIVELA.....	252
ANEXO D. PROPIEDADES DE MATERIALES	259
ANEXO E. SOFTWARE MOTOR STIRLING 'GAMMA'	262
ANEXO F. PLANOS DEL MOTOR STIRLING GAMMA'	296

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR*

AUTORES:

JUAN PABLO DOMÍNGUEZ ARIAS
DIEGO FERNANDO MENESES GONZÁLEZ **

PALABRAS CLAVES:

Motor Stirling, ciclo termodinámico, energía solar, generación eléctrica, transferencia de calor.

DESCRIPCIÓN:

La principal causa de contaminación en nuestro planeta es la alta emisión de CO_2 , producto de procesos de combustión del petróleo, es por ello que resulta necesario reducir sus emisiones y las de otros gases tóxicos a través del uso de motores con tecnologías limpias y renovables.

Así pues, en el presente proyecto el motor de Stirling tipo Gamma (una máquina térmica que utiliza cualquier fuente de energía externa) se perfila como una posible solución que permita aprovechar la energía solar y cuantificarla por la unidad de potencia w, permitiéndonos la obtención de energía de una manera amigable con el planeta. De ésta manera, la implementación del sistema Stirling se convierte en una alternativa interesante, que permite mediante el ciclo termodinámico alcanzar de manera teórica el rendimiento ideal del ciclo de Carnot, lo que sin duda promete nuevos retos a nivel académico, investigativo e industrial.

No queda más que resaltar que el diseño y la construcción forman parte del desarrollo del motor Stirling en el presente proyecto, así como también, cada una de las partes que lo componen contribuyen en su óptimo desempeño; es por ello que se requiere de geometrías y materiales de alta resistencia térmica para la transferencia de calor con el ambiente, los materiales conductores y aislantes (entre otros). Las configuración del sistema de movimiento por el mecanismo biela-manivela, y el volante de inercia como generador eléctrico, todos ellos garantizan un buen desempeño del motor para obtener una potencia de salida esperada por el usuario.

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Omar Armando Gévez Arocha.

ABSTRACT

TITLE:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR*

AUTHORS:

JUAN PABLO DOMÍNGUEZ ARIAS
DIEGO FERNANDO MENESES GONZÁLEZ **

KEYWORDS:

Engine Stirling, thermodynamic cycle, solar energy, power generation, heat transfer.

DESCRIPTION:

The principal cause of contamination in our planet is the high emission of CO₂, caused by the causes of combusting fossil fuels, and because of that it is necessary to reduce the emission of other toxic gases with the use of high technologies that are clean and renewable.

And because of that, the next project on the new motor Stirling Type Gamma (a thermal machine that uses whatever external heat energy used) is seen as a possible solution that allows you to take advantage of solar power and quantify with the help of the potency W , allowing us to obtain it in a way that is friendly to our planet. In that way the Stirling type Gamma is a very interesting alternative that throughout a thermodynamic cycle to theoretically reach a better way in the cycle of Carnot, which in no doubt promises new levels of challenges academically, investigative and industrial.

There's nothing else but to point out that the design and the construction form part of the development of the Stirling motor in the project, also like every part that makes it contributes with its ultimate goal. It is because of it that geometry and materials of high thermal resistance are required because of the transference of heat with the environment, the conductor maters (and many others). The configuration of the movement system from the rod-crank mechanism, and the steer of inertia like an electric generator, everything guarantees a good job by the motor to obtain power of finish by the user.

* Thesis work

** Physical-Mechanical Sciences Faculty, School of Mechanical Engineering, Director: Omar Armando Gélvez Arocha.

INTRODUCCIÓN

A través de los tiempos el hombre ha tenido siempre la necesidad de consumir energía de formas diferentes; se han experimentado toda clase de sistemas que proporcionen una salida a tal demanda, una de las principales fuentes descubiertas por el hombre y a la que le debe el desarrollo industrial y tecnológico es el combustible fósil, o petróleo el cual desde su descubrimiento se caracterizó por su gran poder energético.

La humanidad dedico tiempo a estudiar el comportamiento de esta fuente energética y así, se lograron grandes desarrollos de diferentes sistemas que facilitaron la vida del hombre, tanto que hoy en día es la principal fuente usada en el mundo.

Sin embargo toda esta historia también trajo consigo un fenómeno que no se visualizó a profundidad, la contaminación ambiental. Que hoy en día tiene preocupados a la comunidad mundial, debido a dos problemas importantes, el primero es el gran daño progresivo que se le ha hecho al planeta durante este proceso de utilización del combustible y el segundo que a pesar de saber su funcionalidad, la demanda energética en el globo terráqueo aumenta en una gran medida y cada instante de tiempo será aún mayor.

Como un muy pequeño aporte de poner en conocimiento de muchos, opciones y alternativas para tratar de minimizar este gran daño progresivo y con el ánimo de que el futuro de la humanidad tenga un mejor panorama, este proyecto intentara demostrar el uso de una fuente de energía alternativa limpia, disponible en el planeta y que su uso no genera consecuencias desfavorables para el medio ambiente. Estamos hablando del sol.

Para lograr este propósito hemos desarrollado un prototipo de una maquina térmica conocida como Motor Stirling, en el tipo Gamma, esta herramienta será la encargada, a pequeña escala, de la conversión energética de una fuente de radiación como lo es el sol a una que nos brinde electricidad apta para las diferentes necesidades de los seres humanos, pero sin cometer impactos ambientales que pongan en riesgo la vida en la tierra.

Lo más importante será dar a conocer realmente la idea de este sistema térmico con pruebas reales de funcionamiento, para que el lector tenga presente que existen alternativas reales y sencillas de métodos diferentes a los convencionales para satisfacer las demandas energéticas del hombre.

Así se estará aportando a la conservación del planeta, estableciendo la importancia que tiene el no producir gases contaminantes, al aplicar la ingeniería en proyectos útiles, que se reflejarían en un mejor futuro para las generaciones del mañana.

1. METODOLOGÍA

1.1 IDENTIFICACIÓN DE L PROBLEMA

Desde que existen las primeras industrias y los diversos motores que usan combustibles fósiles, el medio ambiente ha ido sufriendo cambios irremediables que hasta el día de hoy continúan sucediendo. Algunos efectos de esos cambios son el efecto invernadero y el calentamiento global, trayendo consigo una ola de desastres naturales inevitables.

El principal causante de estos fenómenos es la alta emisión de CO₂, proveniente principalmente de los procesos de combustión del petróleo. Además de causar efectos nocivos durante su transporte, el CO₂ es el causante de daños ecológicos, cuando ocurren derrames de petróleo. Para lograr evitar que continúen ocurriendo estos cambios drásticos en el medio ambiente, necesitamos reducir las emisiones de gases tóxicos lográndolo con el uso de motores que tengan bajos niveles de emisión.

El motor de Stirling es una máquina térmica que cuenta con bajos niveles de emisiones tóxicas, debido a que este motor puede utilizar cualquier fuente de energía externa (combustibles sólidos, líquidos y gaseosos, energía solar, nuclear y geotermal, etc.). En este proyecto se trata de utilizar la energía solar como principal fuente de energía para la producción de energía eléctrica, llegando a tener cero emisiones.

1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Debido a los altos precios del petróleo, cada día buscamos la manera de remplazar este combustible, con otras formas de energía que reduzcan las altas emisiones, siendo el motor Stirling una opción muy favorable al usar una energía limpia y disponible en la naturaleza. Todo esto deja ver la importancia que tiene el desarrollo del proyecto orientado al aprovechamiento de una fuente energética

presente de manera natural, que en el futuro podría reparar consecuencias del mal uso de las fuentes actuales y remplazar muchos procesos que demanden energía pero sin sacrificar las condiciones naturales del hábitat humano.

Su realización se justifica en la necesidad evidente de buscar energías alternativas y limpias como también a la involucración de la universidad en la generación de soluciones a problemas que afectan la sociedad. La implementación de este concepto será positiva, en el avance de encontrar formas alternativas para la generación de energía, de una manera eficiente, limpia y sostenible, dando beneficios a la sociedad como a la naturaleza misma.

El motor Stirling podría ser usado en zonas donde no se cuenta con energía eléctrica como lo son las zonas rurales, utilizando el motor para la generación eléctrica a pequeña escala, mejorando la calidad de vida y actividades productivas de las zonas ayudando al medio ambiente. Inclusive está siendo utilizado en el campo espacial, sitios remotos explorados en donde no hay posibilidad de energía eléctrica disponible.

1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1 Objetivo General.

- Contribuir a la misión de la Universidad Industrial de Santander y a la escuela de Ingeniería Mecánica, a través del desarrollo del concepto de nuevas formas de generación eléctrica, mediante el diseño y construcción de un motor Stirling como transformador energético, de una manera limpia y sostenible, aprovechando recursos naturales, brindando a la sociedad nuevas alternativas para solucionar problemas de contaminación.

1.3.2 Objetivos Específicos.

- Diseñar y construir un motor Stirling tipo Gamma de capacidad para generar hasta de 10 vatios de potencia, utilizando como fluido de trabajo aire o helio, y tomando como fuente calórica la energía concentrada del sol.
- Desarrollar un programa en Matlab para realizar el diseño parametrizado de un Motor Stirling tipo Gamma que cumpla con los requerimientos de capacidad estimada por el usuario.

Tabla 1. Parámetros de diseño

PARÁMETROS DE DISEÑO	
Especificación	Unidad
Diámetro del desplazador	cm
Diámetro interior del cilindro	cm
Diámetro de pistón de potencia	cm
Longitud del desplazador	cm
Longitud del cilindro	cm
Longitud del pistón de potencia	cm
Carrera del desplazador	cm
Carrera del pistón de potencia	cm
Temperatura en la zona caliente	K
Tipo de fluido de trabajo	-
Ángulo de fase	grados
Factor de material	-
Requerimientos de capacidad estimada por el usuario	
Potencia	W

Fuente: Autores.

- Realizar pruebas del funcionamiento del motor Stirling, para corroborar su correcto funcionamiento.
- Demostrar los beneficios del uso de una energía alternativa limpia y sostenible.

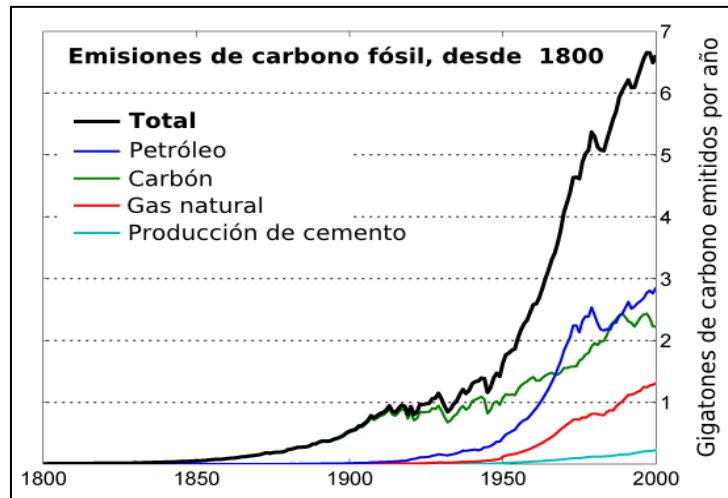
2. ENERGÍAS ALTERNATIVAS

Las energías alternativas se conocen como fuentes de energía renovable o energía verde. Estas fuentes de energía alternativas proyectan enfoques característicos como son: presentar un uso eficiente de la energía, reducir al mínimo los impactos ambientales y ser amigables con el ambiente.

El consumo energético se considera un aspecto importante a nivel mundial y va acompañado con el aumento de la población, teniendo un efecto en el desarrollo de un país. Este consumo requiere obtener más energía aprovechando las fuentes de energías actuales, fuentes fósiles provenientes de restos de animales y vegetales almacenadas en las profundidades rocosas sometidas a presión y temperatura durante millones de años. Las fuentes como el petróleo, gas natural y carbón, se consideran combustibles con alta calidad, disponibilidad hasta agotar sus reservas, pero esto provoca un aumento en el costo por la utilización del producto, otro aspecto es su poder calorífico alto y como desventaja, producen emisiones contaminantes que afectan la salud y el medio ambiente con el efecto invernadero, como se observa en la figura 1.

En vista de que las fuentes fósiles son fuentes de energía no renovables y la necesidad de conseguir una producción de energía respetando al medio ambiente, económicamente viable y conservadora en el tiempo, da paso a una nueva generación de energías que se han destacado con el pasar de los años. Son los desarrollos tecnológicos, las nuevas ideas y la tecnología; hacer rentable la energía alternativa para satisfacer las necesidades de la sociedad dispuestas a cumplir con la demanda de energía, en diferentes ámbitos, como son: industriales, económicos y sociales.

Figura 1. Emisiones de carbono fósil



Fuente: Wikipedía, Efecto invernadero.

2.1 FUENTES DE ENERGÍA RENOVABLE

La energía renovable se define como una fuente de energía natural presente de diversas formas en el planeta, y con medios de utilización considerablemente ilimitados. Las fuentes de energía renovables se caracterizan por:

- Generan un impacto ambiental mínimo.
- Poseer recursos infinitos.
- Económicamente rentables.
- No son contaminantes.
- No son destructivos para la vida en la tierra.

Estas fuentes de energías renovables, ver tabla 2, se distinguen por la forma de obtener la energía según el medio que disponen. Las fuentes renovables tienen mayor importancia a causa de los efectos que representan la utilización de los combustibles fósiles en el ambiente, como son el efecto invernadero y el calentamiento global, por esto es un problema que concierne a todos los seres humanos para la conservación del planeta tierra.

Tabla 2. Clasificación de las fuentes de energía renovable

FUENTES DE ENERGIA RENOVABLE	
NO CONTAMINANTES O LIMPIAS	
E. Solar	Utiliza la radiación solar.
E. Eólica	Producida por el movimiento del viento.
E. Geotérmica	Uso del agua que surge bajo presión desde el subsuelo.
E. Hidráulica	Derivada de la evaporación del agua.
E. Mareomotriz	Derivada de las corrientes marítimas.
E. Undimotriz	Generada por el movimiento de las olas.
CONTAMINANTES	
E. Biomasa	Se genera a partir del tratamiento de la materia orgánica.

Fuente: Autores.

2.2 NORMAS Y LEYES EN EL USO DE LA ENERGÍA EN COLOMBIA

El resultado de obtener energías del medio ambiente, como es la explotación de minerales, con lleva una responsabilidad por un manejo ambiental del país, como es la protección del ambiente, el compromiso con la sostenibilidad, la eficiencia económica, la participación ciudadana y el respeto por la cultura. Este compromiso está vigente en normas y leyes, que reconocen la protección del medio ambiente como principio fundamental y derecho colectivo.

Los problemas que provoca el crecimiento industrial han desarrollado algunos tratados con el objetivo de disminuir los problemas actuales. Una descripción a nivel nacional y mundial, hacia temas ambientales y puntos más importantes de protección y conservación natural.

2.2.1 Protocolo de Kyoto.

El Protocolo de Kyoto tiene como principio: “responsabilidad común pero diferenciada”; fue inicialmente adoptado el 11 de diciembre de 1997 en Kyoto, compromete a 37 países industrializados y la Unión Europea, reconocidos como

los principales responsables de los elevados niveles de emisiones de gases de efecto invernadero en la atmosfera, por quemar fósiles combustibles. También promueve la generación de un desarrollo sostenible con el fin de reducir los efectos de gases contaminantes, ver tabla 3.

Tabla 3. Gases causantes del efecto invernadero

GASES DE EFECTO INVERNADERO	
Dióxido de carbono	CO2
Gas Metano	CH4
Óxido Nitroso	N2O
Hidrofluorocarbonos	HFC
Perfluorocarbonos	PFC
Hexafluoruro de azufre	SF6

Fuente: Autores.

2.2.2 Convenio de Viena.

El Convenio de Viena se acordó en la Conferencia de Viena de 1985, entró en vigor en 1988 y establece un acuerdo ambiental multilateral, el cual, actúa como marco para la recuperación y protección de la capa de ozono. Algunas de las actividades que se deben realizar son:

- Observar cualquier alteración de la capa de ozono que pueda afectar el clima terrestre.
- Analizar el uso de sustancias y tecnologías alternativas que puedan ayudar a la protección y recuperación de la capa de ozono.
- Investigar los procesos tanto físicos como químicos que logren un efecto la capa de ozono.
- Investigar los efectos de la radiación ultravioleta baja (UV-B), sobre los seres vivos debido a la contaminación en la capa de ozono.

2.2.3 NORMA ISO 50001: Gestión de la Energía.

Esta Norma Internacional está destinada a gestionar y conducir a la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero, los costos de la energía y de otros impactos ambientales relacionados, por medio de una gestión sistemática de la energía como área fundamental de atención en sectores de la industria.

Tiene como objetivo encargar a las organizaciones para que establezcan los sistemas y procesos necesarios para mejorar el rendimiento energético. Su alcance especifica los requerimientos aplicables al suministro, usos y consumo de energía, incluidas las mediciones.

2.2.4 Ley URE 697 del 2001.

El Uso Racional y Eficiente de la Energía (URE), destinada para el aprovechamiento sostenible de energía eléctrica y utilización de energías alternativas para el interés social, público y nacional. Con esta ley se espera optimizar la utilización de los recursos energéticos primarios que posee el país Colombiano, minimizando los impactos ambientales, mejorando la competitividad de la nación y considera que las tecnologías limpias están llamadas a cumplir un rol fundamental para asegurar el desarrollo sostenible con el medio ambiente y los recursos naturales.

El Ministerio de Minas y Energía (MME) como responsable de este proceso dispone:

- Desarrollar proyectos y asesorar a personas naturales o jurídicas de derecho público o privado, en el programa de Uso Racional y Eficiente de la Energía.
- Incentivar proyectos que conlleven al uso de energías no convencionales dentro del programa de Uso Racional y Eficiente de la Energía.

2.3 ENERGÍA SOLAR

La Energía Solar se considera como fuente atractiva de energía renovable proveniente del sol, la cual es convertida en energía útil para aplicaciones de calentamiento o producción de energía eléctrica. Los beneficios del uso de la energía solar son muy variados por ser un recurso con grandes ventajas a menores costos, de interés social hasta educativo y además, permiten mejorar el ecosistema preservando el planeta tierra.

2.3.1 Radiación Solar.

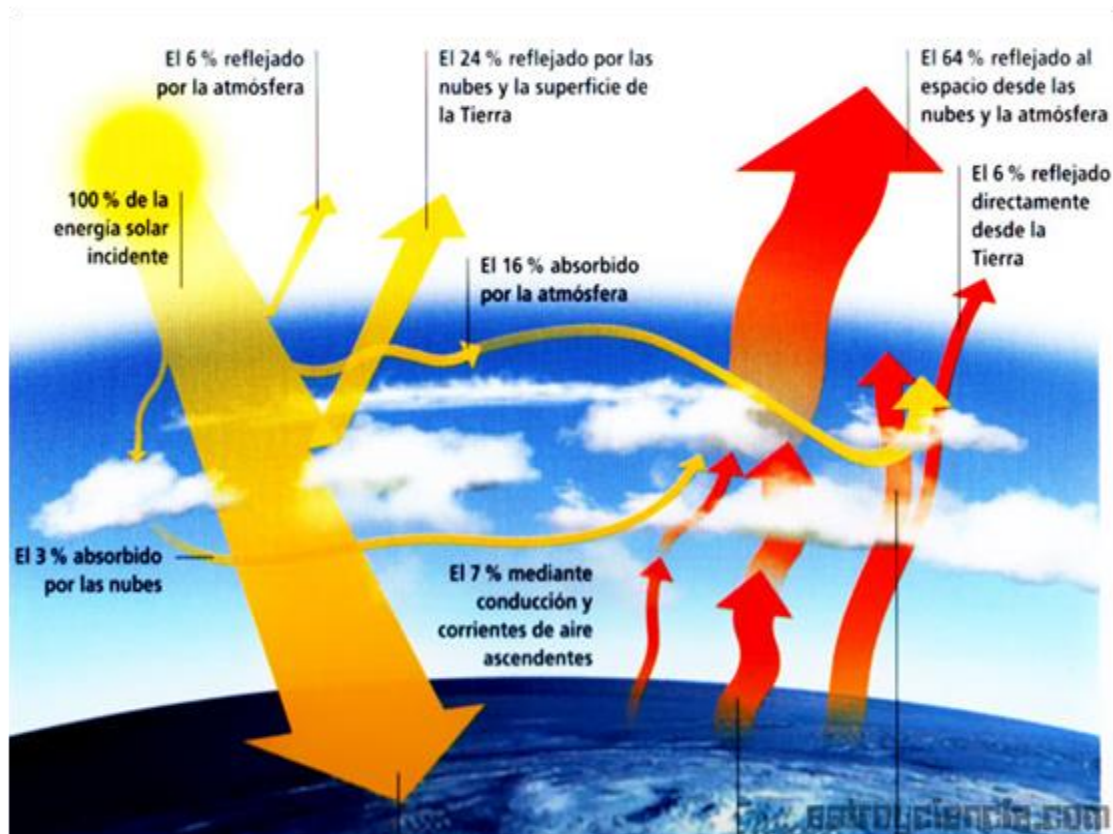
Se considera la radiación solar como la energía emitida por el sol, que se propaga en todas las direcciones por medio de ondas electromagnéticas cortas, estas cuando llegan a la superficie de la tierra parte de ellas se reflejan y otras se absorbe. La cantidad de radiación absorbida por la superficie es devuelta al espacio en forma de onda electromagnética larga, con lo cual se transmite calor a la atmósfera. De la radiación solar se obtienen dos tipos de radiación que inciden en la superficie terrestre:

- **Radiación Solar Directa.** Es la radiación solar que llega a la superficie de la Tierra en forma de rayos provenientes del Sol sin haber sufrido difusión, ni reflexión.
- **Radiación Solar Difusa.** Se considera la componente de la radiación solar que se define como la cantidad de energía solar que incide sobre una superficie horizontal. Cuando no hay nubes en el cielo, la radiación difusa se produce por medio del proceso de difusión a través de partículas presentes en la atmosfera.

En la superficie de la tierra una cantidad de radiación solar se refleja esta sumada con la radiación de onda larga emitida por la tierra al espacio exterior se considera como la radiación solar incidente en la tierra, la figura 2,

representa un esquema de las diferentes radiaciones que llegan del sol a la tierra.

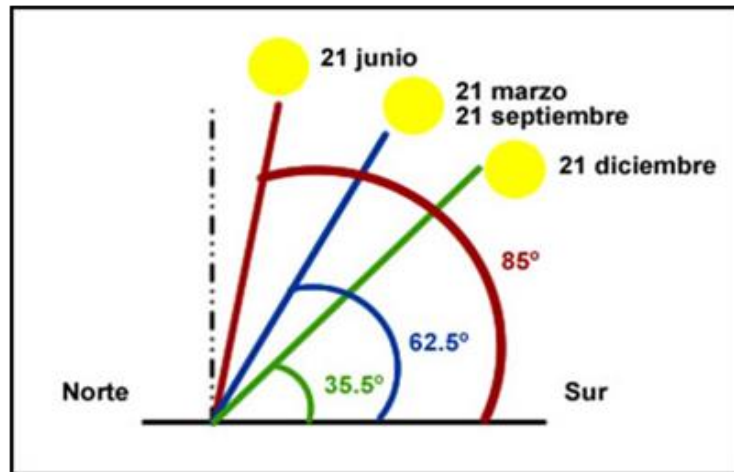
Figura 2. Radiaciones típicas a nivel del mar en distintas condiciones



Fuente: <http://ecosistemasingambiental.blogspot.com/2012/06/efectos-de-la-radiacion-solar.html>.

La incidencia solar se considera como la dirección de la irradiación del sol que cae sobre una superficie, su inclinación con la caen los rayos del sol depende de la latitud y de la hora del día para una cierta localización en longitud. Dicha inclinación puede definirse a través del ángulo que forman el vector normal a la superficie en dicho punto y el vector paralelo a la dirección de incidencia de la radiación solar, como se ve en la figura 3, esta incidencia se presenta para diferentes fechas del año que garantiza un ángulo diferente hacia una superficie. Para más información ver anexo A.

Figura 3. Ángulo de inclinación de la incidencia de la radiación solar



Fuente: <http://www.ecopotencia.com/incidencia.html>.

2.3.2 Proceso de conversión térmica.

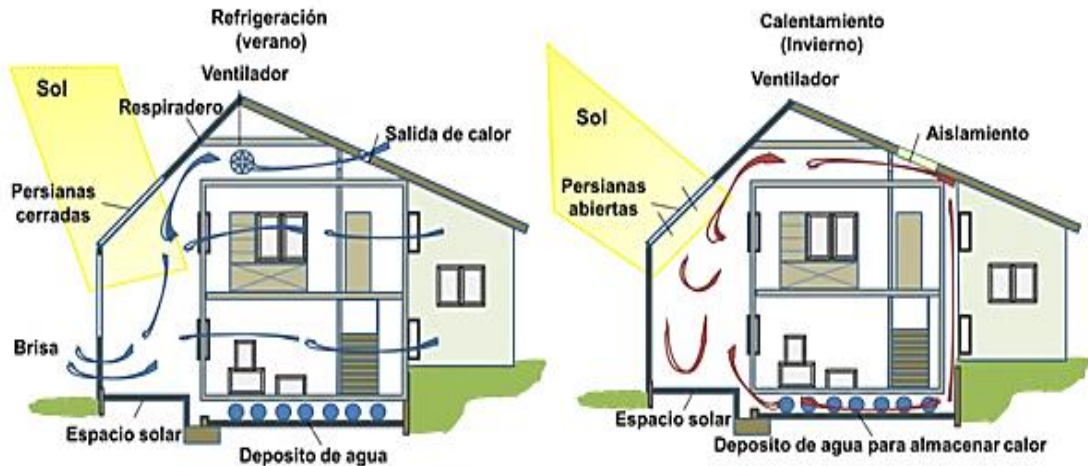
Un proceso de conversión térmico indirecto consigue obtener electricidad mediante la transformación del calor con una máquina térmica. Su forma de utilización puede ser pasiva o activa.

2.3.2.1 Pasiva. La energía solar pasiva es utilizada para el aprovechamiento del calor proveniente del sol por medio de la captación y acumulación de la energía; se da por medios físicos como son: la conducción, convección y radiación del calor. Es un medio de energía que no busca transformarse en algún otro tipo para su uso, si no que se aprovecha de este, para adaptarse a diferentes aplicaciones como:

- La arquitectura bioclimática, en el diseño de edificios de manera que aprovechen las condiciones ambientales del entorno (clima frío y cálido, ver figura 4).
- Sistemas de calentamiento de agua basados en termosifón.
- Chimeneas solares para mejorar la ventilación natural.

- El uso materiales con cambio de fase para suavizar las oscilaciones de la temperatura del aire.

Figura 4. Arquitectura bioclimática



Fuente: Autores.

Con este medio de utilización se requieren menores costos de inversión con buenos ahorros a largo plazo, poco mantenimiento y no emiten gases de efecto invernadero durante su funcionamiento.

2.3.2.1 Activa. La energía solar activa aprovecha la utilización de un sistema de captación para transformar el calor del sol en energía eléctrica o mecánica. Esta forma de captación de la energía solar activa se puede clasificar, en función del margen de temperatura que se requiera:

- **Tecnología solar térmica de baja temperatura ($T < 90^{\circ}\text{C}$).** La tecnología solar térmica de baja temperatura se reserva al calentamiento de agua, por debajo de su punto de ebullición. Son muy comunes en aplicaciones de uso como agua caliente sanitaria (ACS). Se distingue también por el subsistema que emplea, según su configuración:

- **Subsistema de captación.** Utilizan la tecnología de colectores solares (usan el efecto invernadero) o paneles solares en el que aprovechan la energía solar con la misma intensidad que ésta incide; ver figura 5.

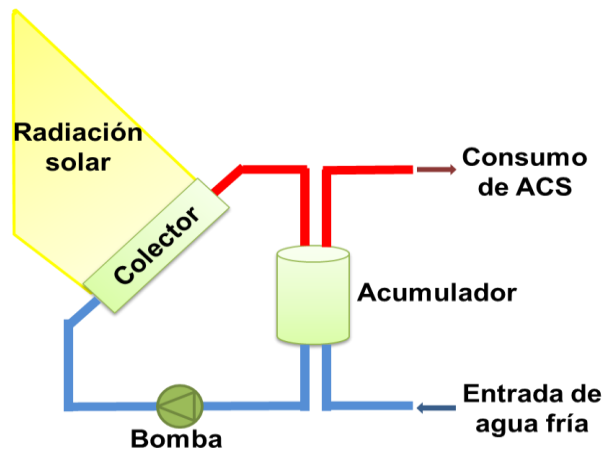
Figura 5. Colector solar y panel solar



Fuente: <http://www.ecologismo.com/2010/06/25/placas-solares/>.

Se observa en la figura 6, un sistema de tecnología solar térmica de baja temperatura, aplicando un subsistema de captación de calor, como es el colector solar.

Figura 6. Sistema de captación solar de baja temperatura

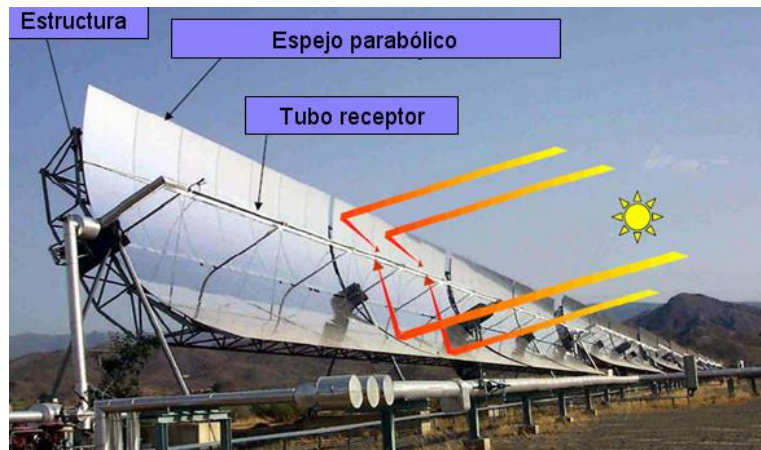


Fuente: Autores.

- **Tecnología solar térmica de media temperatura ($90^{\circ}\text{C} < T < 400^{\circ}\text{C}$).** La tecnología solar térmica de media temperatura, se da para aplicaciones de producción de calor en procesos industriales, generación de electricidad mediante la conexión del fluido caliente utilizado por concentradores solares a un sistema convencional de electricidad a partir de un ciclo térmico y otras aplicaciones no convencionales de generación eléctrica.
- **Subsistema de captación.** Utilizan concentradores para captar la radiación solar en una superficie proporcionando temperaturas hasta 400°C . Trasmiten el calor hacia un fluido líquido evaporándolo y aprovechando su cambio físico, para generar energía.

Concentradores solares térmicos y eléctricos: como modelos se encuentran concentradores cilíndrico-parabólicos (ver figura 7), concentradores con Stirling y concentradores Scheffer (cocina solar).

Figura 7. Concentrador solar cilíndrico parabólico



Fuente: <http://www.amyca.org/curso-basico-de-energias-renovables-9.html>.

Otro sistema de captación por concentración solar a temperaturas de trabajo media es el Motor Stirling (ver figura 8); es una máquina de combustión externa adaptable a cualquier fuente de energía, en especial la energía solar.

Intercambia calor con el exterior y lo convierte en trabajo por efecto de expansión y contracción de un gas realizando un ciclo termodinámico, especial para generación de electricidad.

Figura 8. Concentrador solar con Stirling



Fuente: <http://www.placa-solar.com/colectores-solares.html>.

- **Tecnología solar térmica de alta temperatura ($T > 400^{\circ}\text{C}$).** La tecnología solar térmica de alta temperatura especializada para la generación de energía eléctrica.
- **Subsistema de captación.** Utilizan sistemas de múltiple concentración para enfocarla en un punto aprovechando la radiación solar a mayor escala. Se destacan por su tecnología dos sistemas de concentración:
 - **Sistema de discos parabólicos.** Su principio se basa en la forma del disco parabólico, el cual aprovecha la radiación del sol y la concentra puntualmente al receptor solar, ver figura 9.

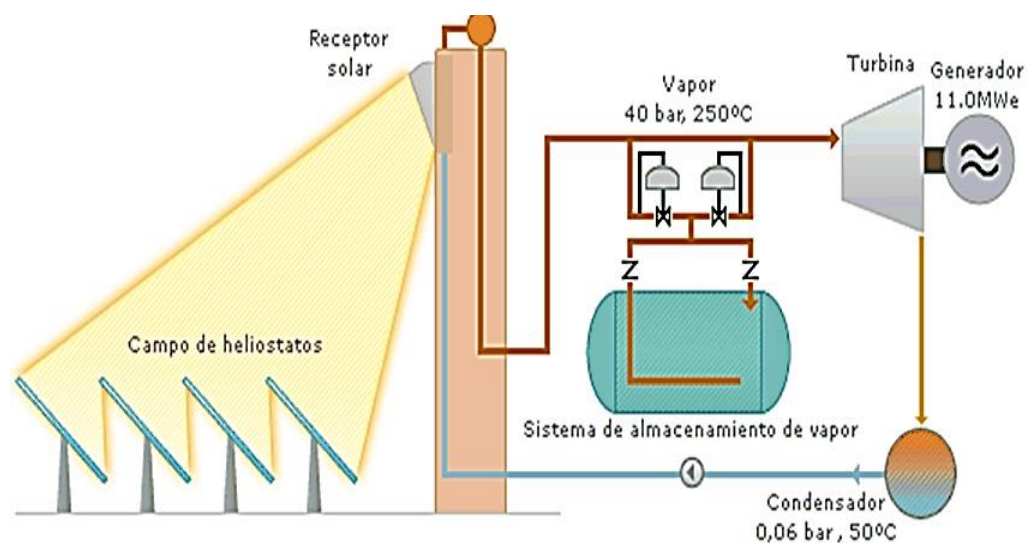
Figura 9. Sistema de discos parabólicos



Fuente: El sorprendente motor Stirling de Infinia: Energía solar termoelectrica.

- **Central solar térmica.** Consiste en un campo de espejos móviles (heliostatos) orientados hacia un receptor, instalado en la parte superior de la torre central donde se concentra la radiación directa del sol, con el objetivo de generar vapor a alta temperatura para mover una turbina y así, producir energía eléctrica; ver figura 10.

Figura 10. Sistema de torre central solar térmica

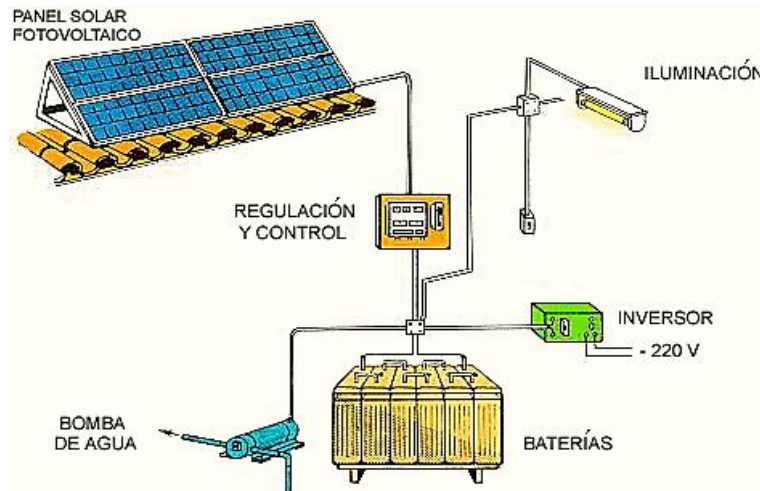


Fuente: Abengoa Solar.

2.3.3 Proceso de conversión eléctrica.

Permite la transformación directa de la energía solar en energía eléctrica utilizando tecnología solar fotovoltaica. Sistema de instalación fotovoltaica; ver figura 11.

Figura 11. Sistema de instalación fotovoltaica



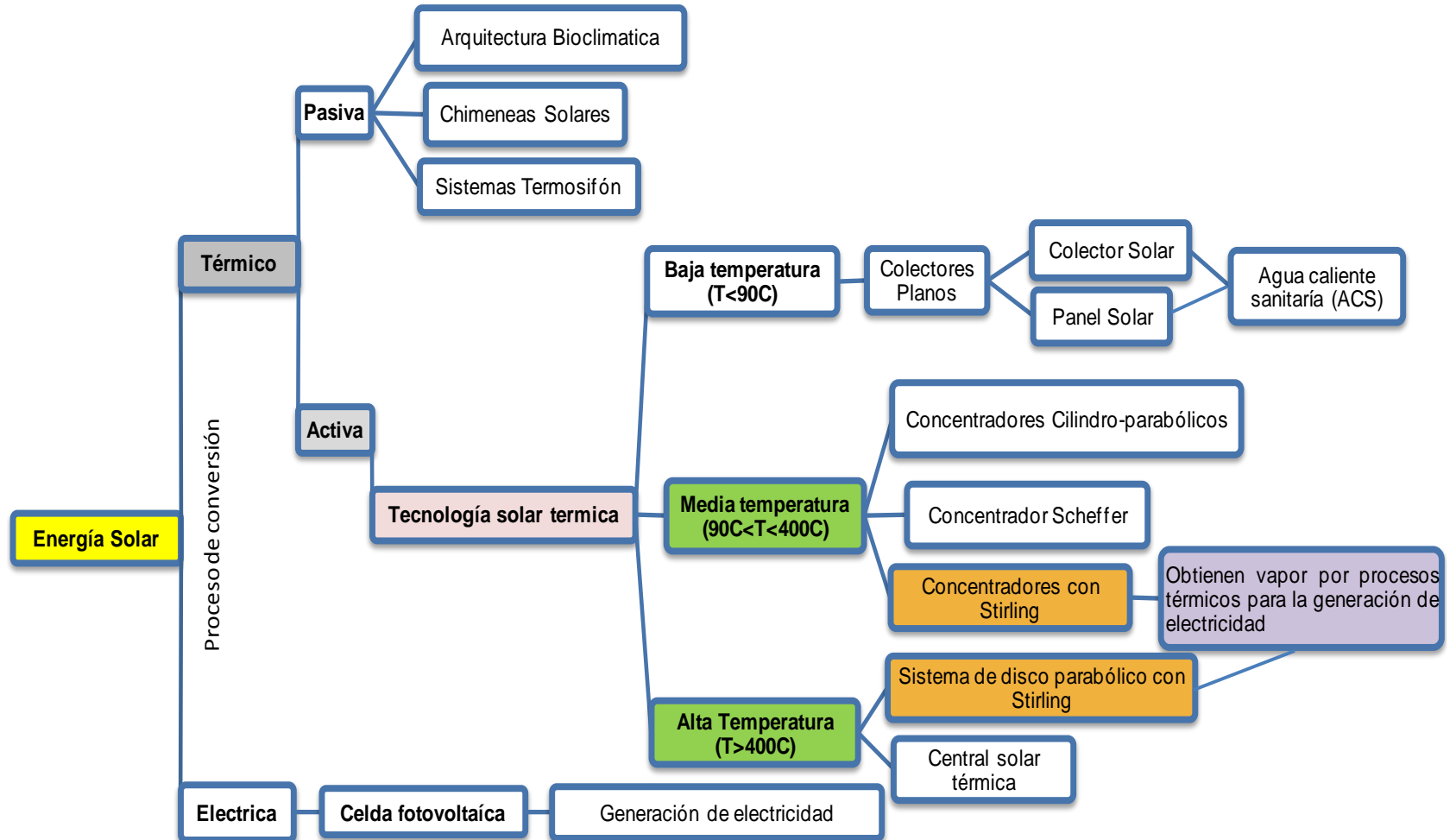
Fuente: http://www.inelsacontrols.com/solar_fotovoltaica.htm.

- **Subsistema de captación.** Está constituido por el panel fotovoltaico, el cual tiene como función convertir la radiación solar directa que incide sobre él en electricidad. La corriente eléctrica generada a partir de la energía solar fotovoltaica tiene actualmente distintas aplicaciones:
 - De uso tradicional
 - Electrificación de viviendas.
 - Sistemas de comunicaciones y señalización vial.
 - Sistemas agro-ganaderos.
 - De uso tecnológico
 - Energía eléctrica en las redes eléctricas.
 - Energía a satélites artificiales.
 - Alimentación de automóviles.
 - Relojes, radios o calculadoras de bolsillo.

2.3.4 Mapa conceptual de la energía solar.

Se observa el mapa conceptual de la energía solar en la figura 12.

Figura 12. Mapa conceptual de la energía solar



Fuente: Autores.

2.4 ENERGÍA SOLAR EN COLOMBIA

El desarrollo tecnológico en Colombia hace fortalecer las nuevas propuestas que presenta el uso racional de la energía solar, como nueva alternativa a la solución de problemas ambientales, implementando diferentes sistemas térmicos para aprovechamiento de los mismos.

2.4.1 Radiación solar en Colombia.

Colombia se encuentra ubicada sobre la línea ecuatorial, esto representa una posición estratégica adecuada, esta cuenta con un clima tropical que mantiene una temperatura uniforme la mayor parte del año. En la figura 13, se presenta un mapa de radiación solar en Colombia, por diferentes colores que representan el valor de la radiación para cada región.

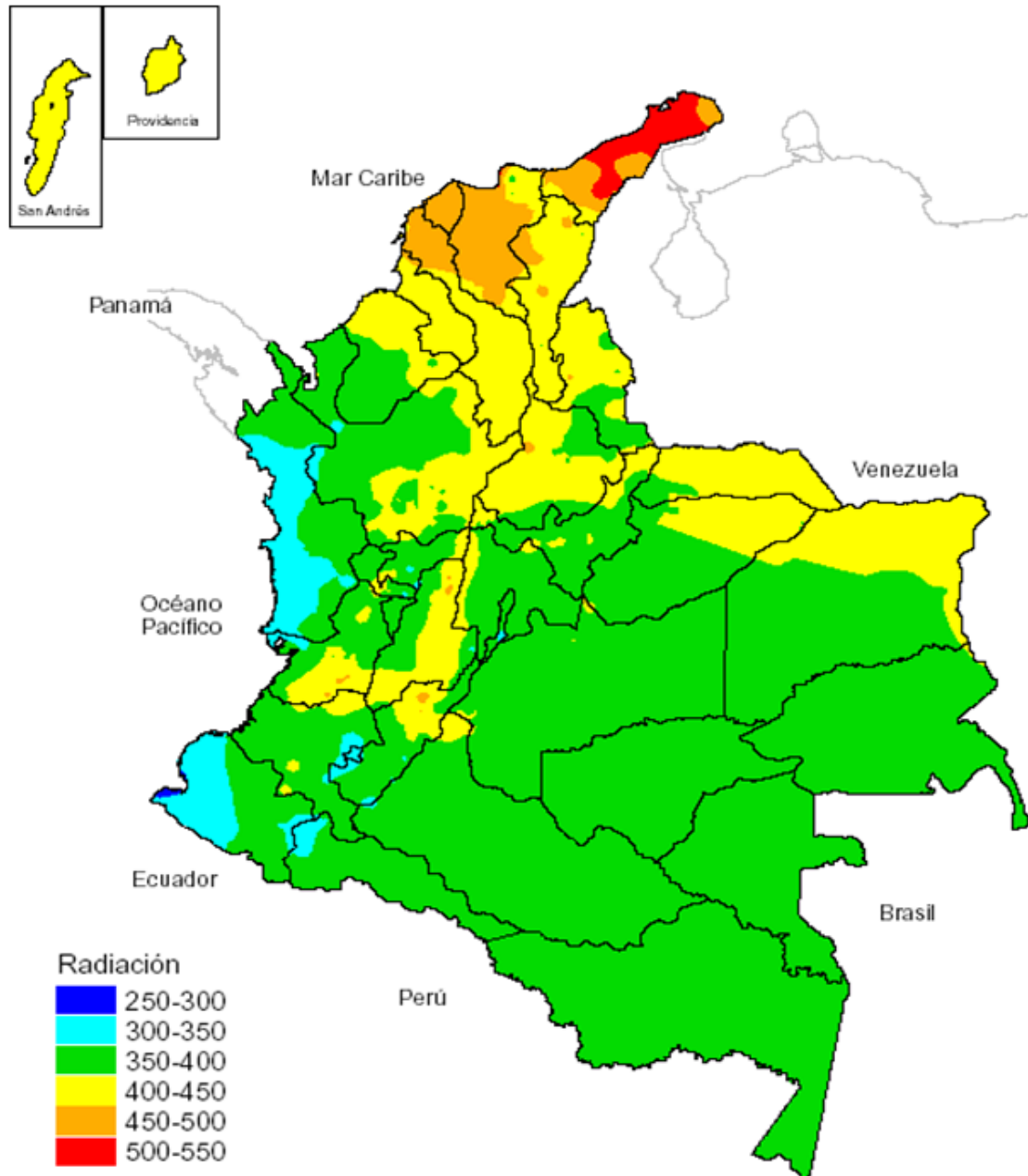
La región de mayor radiación solar es la península de la Guajira y sus valores máximos se dan en el mes de julio, con promedios superiores a 650 cal/cm^2 por día. Le sigue la parte media del valle geográfico del río Cauca, el valle del río Magdalena hasta la costa Atlántica y la zona de Cúcuta, con valores entre 550 y 450 cal/cm^2 por día, de Julio a Diciembre. En la Amazonia, el valor máximo se presenta en Octubre con 330 cal/cm^2 por día.

En la región Andina sobresale el altiplano Cundiboyacense, se presentan valores de 480 cal/cm^2 por día en febrero, que luego descienden gradualmente hasta junio, con 420 cal/cm^2 por día; nuevamente se incrementan poco a poco hasta septiembre, para disminuir hasta noviembre. El resto de la región Andina presenta el mismo comportamiento durante el año con valores entre 400 y 320 cal/cm^2 por día para febrero y junio.

Las zonas con niveles más bajos de radiación son la costa del Pacífico y el piedemonte Llanero en el área circundante de Villavicencio, con promedios menos

de 300 cal/cm² por día; durante el año presentan poca variabilidad, siendo los meses de marzo y abril los de mayor radiación, mientras que noviembre y diciembre se caracterizan por ser los meses de menor radiación, con valores extremos de 320 y 280 cal/cm² por día.

Figura 13. Mapa de la radiación solar en Colombia



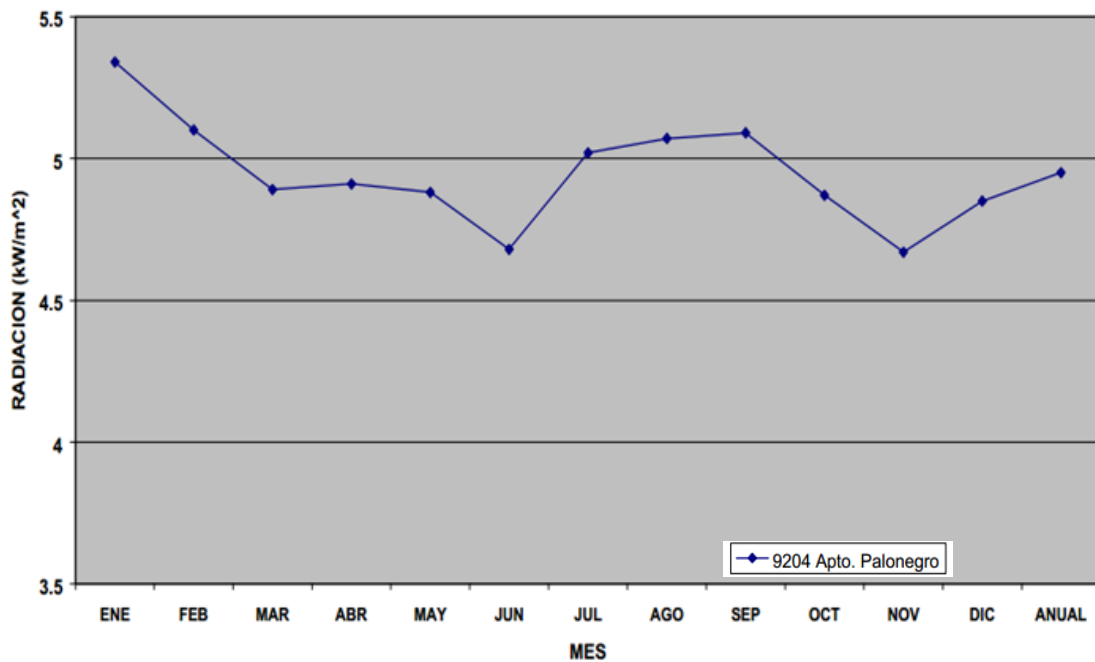
Fuente: <http://www.todacolombia.com/geografia/mapas/maparadiacionsolarcolombia.gif>.

Las unidades de medida de insolación se usan para expresar el valor de un lugar, se utiliza para la unidad de KWh/m^2 , para mayor facilidad. Si la energía del sol se utiliza para calentar agua, resulta más conveniente usar como unidad las calorías por metro cuadrado (Cal/m^2).

$$1 KWh/m^2 = 860Cal/m^2 = 317.02Btu/ft^2 \quad (2.1)$$

En la figura 14, se ve la radiación solar global en la capital de Santander, Bucaramanga. Según el mapa de radiación global promedio diario mensual correspondiente al mes de abril, se observa que está en una zona con valores entre 3,5 y 4,0 KWh/m^2 por día. Interpolando entre los dos límites de la banda de valores se encontró el valor de 3,8 KWh/m^2 por día, que se asume como la radiación solar global promedio diario mensual, correspondiente a la ciudad de Bucaramanga en el mes de abril.

Figura 14. Radiación solar global en Bucaramanga



Fuente: http://www.corpoema.com/CDenergia/H_Cap9_Princ.Ciudades.PDF.

2.4.2 Aplicación de los Sistemas Stirling en Colombia.

Los sistemas Stirling utilizados como medio de energía renovable siendo una alternativa de gran uso, al aprovechar la energía del sol por medio de la radiación directa y transfórmala en una energía eléctrica sin producir emisiones contaminantes. Se considera una excelente alternativa a la solución de problemas ambientales en pro del medio ambiente.

En Medellín, Agosto del 2011, se presentó el “Diseño de un sistema prototipo de conversión de energía solar en potencia mecánica compuesto por un concentrador solar y un motor Stirling” como proyecto de grado en la Universidad EAFIT¹. Siendo un proyecto innovador y nuevo en esta rama de la energía solar en Colombia. Este prototipo aprovecha los rayos del sol y los concentra en un área focal del motor por medio de un disco paraboloide para convertir la energía solar térmica en potencia mecánica, obteniendo un aproximado de 8 vatios de energía mecánica.

¹ GARCÍA, Luis y PARÍS, Luis. Diseño de un Sistema Prototipo de Conversión de Energía Solar en Potencia Mecánica Compuesto por un Concentrador Solar y un Motor Stirling. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Medellín: Universidad EAFIT. Facultad de ingeniería Físico Mecánica, 2011.

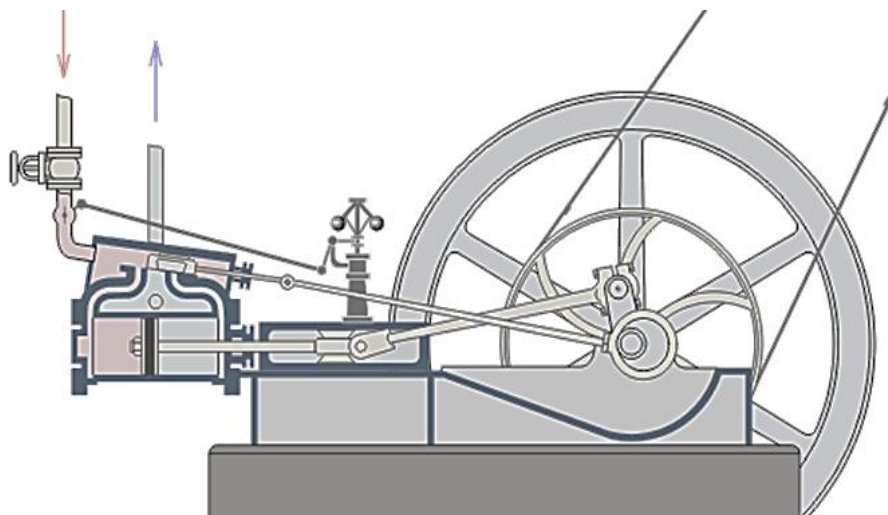
3. GENERALIDADES DEL MOTOR STIRLING

3.1 HISTORIA

En los siglos XVIII y XIX, comienza la Revolución Industrial, en el país Europeo, con el cambio del trabajo manual por el dominio industrial y la manufactura, este desarrollo tecnológico favoreció la economía en gran parte por el aumento de la producción en serie a menor costo, disminución del tiempo de trabajo y alta calidad del producto. La innovación tecnológica más importante se presentó con la máquina de vapor, esto genero la expansión del comercio con nuevas rutas de transporte ferroviarias por el continente europeo y se dio a conocer por todo el mundo.

La máquina de vapor (ver figura 15), gran innovación ingenieril en la Revolución Industrial, se considera una maquina térmica compuesta por un conjunto de elementos mecánicos que permiten obtener una cantidad de trabajo y potencia, a partir de una fuente de energía térmica mediante la disposición de un fluido de trabajo para permitir el intercambio de energía.

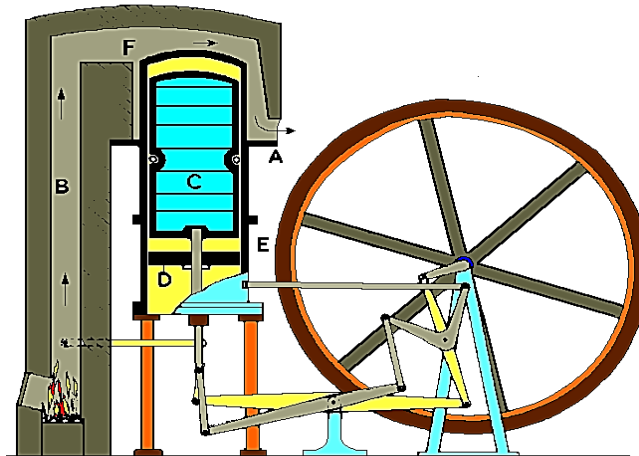
Figura 15. Máquina de vapor



Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Máquina_térmica.

Esta máquina funcionaba para la generación de trabajo a través de un gas, pero presentaba ciertos riesgos al trabajar con gases de altas temperaturas y presiones, como lo eran las explosiones y quemaduras. Estos riesgos fueron motivo para que el reverendo escocés Robert Stirling en el siglo XVIII, diseñara un motor térmico de combustión externa que funcionará sin peligro alguno, con características de sencillez, económica para su construcción, segura y de gran variedad de aplicaciones para la obtención de trabajo mecánico a partir de una fuente de calor térmica. Este motor recibe el nombre de motor Stirling en memoria de su inventor, ver figura 16.

Figura 16. Motor original de Robert Stirling



Fuente: http://www.cec.uchile.cl/~roroman/cap_10/STRLNG2.HTM.

El motor Stirling sigue un ciclo de operación²: Un gran cilindro vertical A es calentado en su parte superior por el flujo de gases calientes provenientes de la caldera B. El interior del cilindro tiene un pistón de potencia D y un desplazador C. El desplazador es liviano y no conduce fácilmente calor de un extremo a otro. Al medio del desplazador existe un anillo de material capaz de absorber y ceder calor

² Aplicaciones del motor Stirling, Estudio y Construcción de un Motor de Aire Caliente de Baja Potencia. Rocco Arismendi D. Dpto. de Ing. Mecánica, Universidad de Chile. 1980.

que es el regenerador. Cuando el desplazador se mueve hacia abajo, la mayor parte del aire dentro del cilindro queda en la zona caliente y se expande, empujando el pistón de trabajo D hacia abajo. Aquí se entrega trabajo al exterior y gira el volante. Al suceder esto, una serie de bielas mueven el desplazador hacia arriba, desplazando la mayor parte del aire a través del regenerador hacia la zona fría. Allí se enfría el aire, baja la presión y se repite el ciclo.

Su principio radica en una diferencia de temperatura en diferentes focos para la expansión y contracción de un gas que permite realizar un trabajo siguiendo un ciclo termodinámico cerrado.

Este motor, continúa en investigación gracias a la versatilidad de fuentes de energía posibles, ya que al necesitar solamente una fuente de calor, es posible usar una gran variedad de fuentes energéticas (energía solar térmica, todo tipo de combustibles, uso de la biomasa, calor geotérmico, etcétera). Aunque su rendimiento es superior pero se alcanza a bajas velocidades, su potencia es inferior y su relación de peso y volumen es baja.

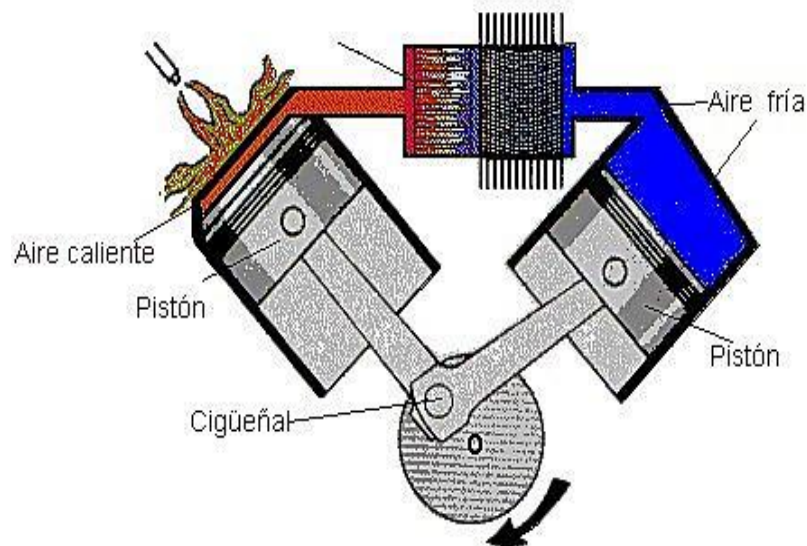
Ahora con los problemas de la crisis ambiental en el mundo, es necesario la utilización de nuevos sistemas que disminuyan las emisiones tóxicas y que sean amigables con el ambiente, el motor Stirling, despierta gran interés en este siglo XXI, por las nuevas tecnologías y materiales de la ingeniería, adecuados para la realización de este motor térmico. Se consideran hoy en día, la utilización de los motores Stirling en submarinos, refrigeradores, automóviles, y especialmente en plantas de generación de energía eléctrica utilizando como fuente de energía solar. También en aplicaciones de producción de electricidad para autoconsumo en lugares aislados donde no llegue la red eléctrica (bombeo de agua en pozos, suministro de electricidad a núcleos de viviendas rurales, etc.); se espera competir con sistemas ya comerciales como los sistemas fotovoltaicos o los sistemas de generadores diésel.

3.2 DEFINICIÓN DEL MOTOR STIRLING

Es una máquina de combustión externa, aprovecha diversas fuentes de energía alternativas, como son el uso de la energía solar térmica, energía geotérmica, la biomasa, combustibles de materiales e inclusive procesos de fisión nuclear; con capacidad de convertir el trabajo en calor o viceversa a través de un ciclo termodinámico cerrado, con la compresión y expansión de un fluido de trabajo normalmente (helio, hidrogeno o aire), el cual se encuentra contenido en el motor y opera por la diferencia de temperatura entre dos focos uno caliente y otro frío. Algunos sistemas Stirling utilizan sistema de refrigeración para aumentar su eficiencia, pero estos son para sistemas de gran tamaño.

El motor Stirling (ver figura 17), se caracteriza por ser autónomo, silencioso, no emite emisiones contaminantes, siendo amigable con ambiente, presenta un modelo económicamente viable para su desarrollo.

Figura 17. Máquina de vapor

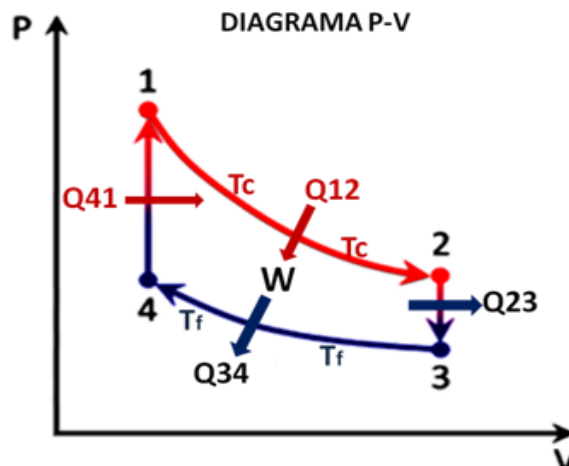


Fuente: <http://www.soygik.com/que-es-un-motor-stirling-y-como-construirlo/>.

3.3 CICLO IDEAL STIRLING

El ciclo ideal Stirling se compone de 4 etapas que forman un ciclo cerrado, ver diagrama p-v en la figura 18. Se presentan dos procesos, uno de expansión isotérmica (1-2) y el otro compresión isotérmica (3-4), como también dos procesos, uno a volumen constante de disminución de la presión (2-3) y otro con aumento de la presión (3-4). En el ciclo el área encerrada tiene relación directa con el trabajo generado, mientras mayor sea la diferencia de las dos temperaturas del fluido en la fuente caliente y en la fuente fría, mayor será el trabajo útil.

Figura 18. Diagrama P-V del ciclo ideal Stirling



Fuente: Autores.

A continuación se describe el ciclo de funcionamiento del motor Stirling, para cada etapa, se aclara que por cada etapa cumplida se da un cuarto de vuelta en el cigüeñal acoplado al volante de inercia.

- **Etapas 1- Expansión isotérmica.** Esta etapa comprende el proceso del ciclo de 1-2 (ver figura 19), donde el fluido se expande al absorber calor de una fuente a alta temperatura, se aumenta su volumen, pero su presión disminuye a temperatura constante, esto hace que el pistón de potencia se desplace hacia fuera y entregue trabajo.

Trabajo y calor en el proceso de 1 a 2, entra calor a temperatura constante T_c (temperatura caliente).

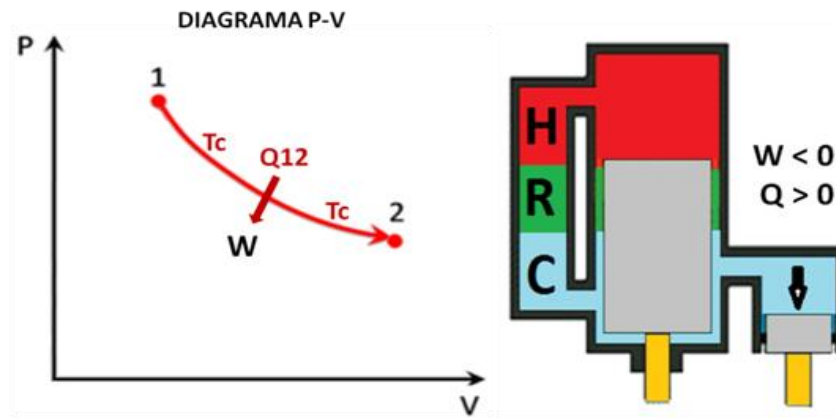
$$W_{12} = \int_{V_1}^{V_2} P * dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{R * T_c}{V} dV = R * T_H * \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right) \quad (3.1)$$

$$dQ = dU + P * dV \quad (3.2)$$

$$Q_{12} = \int_{T_1}^{T_2} C_v * dT = \int_{V_1}^{V_2} P * dV \quad (3.3)$$

$$Q_{12} = W_{12} = R * T_H * \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right) \quad (3.4)$$

Figura 19. Expansión isotérmica ciclo 1-2



Fuente: Autores.

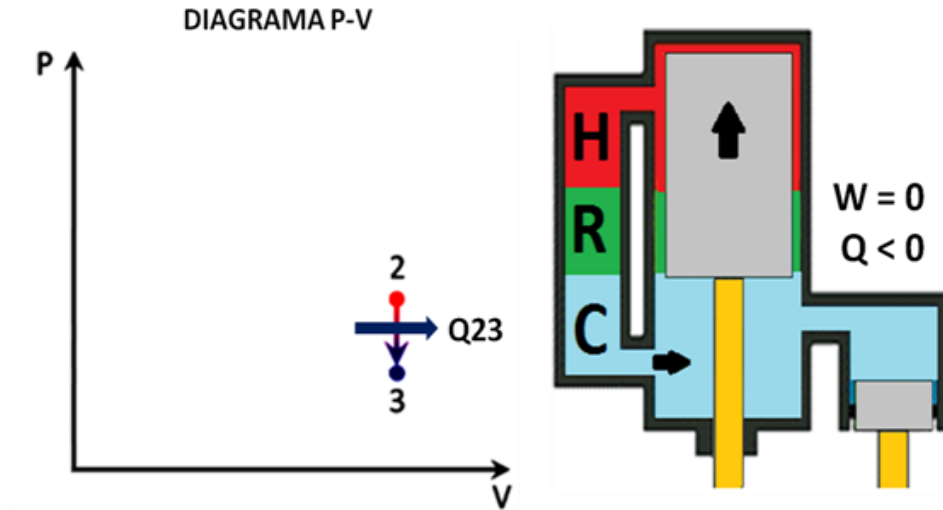
- **Etapa 2- Enfriamiento a volumen constante.** Esta etapa comprende el proceso del ciclo de 2-3 (ver figura 20), debido a que el fluido queda expuesto a la región fría su volumen continúa constante y esto permite que disminuya su temperatura y su presión en el cilindro. Una cantidad mínima de calor queda expuesto en el fluido de trabajo y se suministra al regenerador. El pistón de desplazamiento baja rápidamente hacia la región caliente del cilindro. Trabajo y calor en el proceso de 2 a 3, se produce un enfriamiento a volumen constante.

$$W_{23} = \int_{V_2}^{V_3} P * dV = 0 \quad (3.5)$$

$$dQ = dU + P * dV \quad (3.6)$$

$$Q_{23} = \int_{T_2}^{T_3} C_v * dT = C_v * (T_L - T_H) \quad (3.7)$$

Figura 20. Enfriamiento a volumen constante ciclo 2-3



Fuente: Autores.

- **Etapa 3. Compresión isotérmica.** Esta etapa comprende el proceso del ciclo de 3-4 (ver figura 21), una vez que el pistón de potencia comienza a regresar el fluido al estar en la zona fría sede calor al exterior, este efecto hace que la presión aumente a temperatura constante lo comprima y genere un trabajo, en el cual, el pistón de desplazamiento se desplaza disminuyendo su volumen y expone el fluido a la región caliente hasta llegar al estado inicial, en el que el pistón de potencia se encuentra en la parte inferior del cilindro para repetir el ciclo.

Trabajo y calor en el proceso de 3 a 4, sale calor a temperatura constante Tf, (temperatura fría).

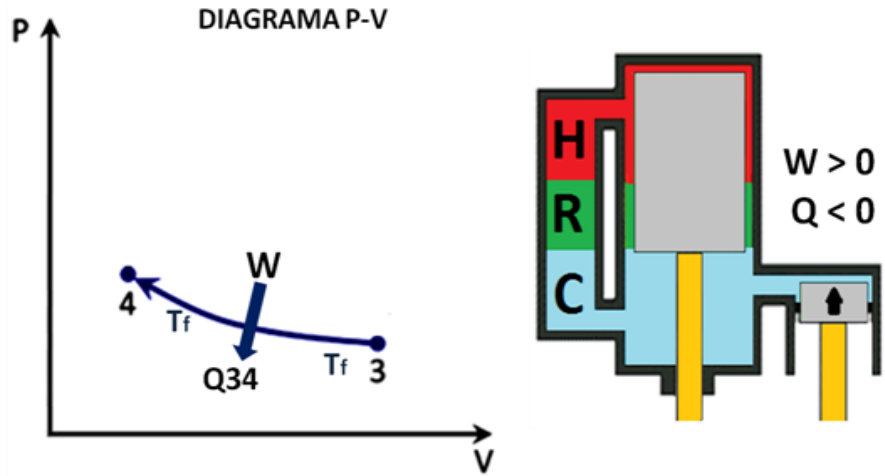
$$W_{34} = \int_{V_3}^{V_4} P * dV = \int_{V_3}^{V_4} \frac{R * T_f}{V} dV = R * T_L * \ln\left(\frac{V_{min}}{V_{max}}\right) \quad (3.8)$$

$$dQ = dU + P * dV \quad (3.9)$$

$$Q_{34} = \int_{T_3}^{T_4} C_v * dT = \int_{V_3}^{V_4} P * dV \quad (3.10)$$

$$Q_{34} = W_{34} = R * T_L * \ln\left(\frac{V_{min}}{V_{max}}\right) \quad (3.11)$$

Figura 21. **Compresión isotérmica ciclo 3-4**



Fuente: Autores.

- **Etap 4. Calentamiento a volumen constante.** Esta etapa comprende el proceso del ciclo 4-1 (ver figura 22), el fluido absorbe una cantidad de calor del regenerador, esto aumenta su temperatura y su presión a volumen constante. El pistón de potencia se encuentra en el interior del cilindro y el fluido se comprime, esto hace desplazar el pistón hacia la zona caliente.

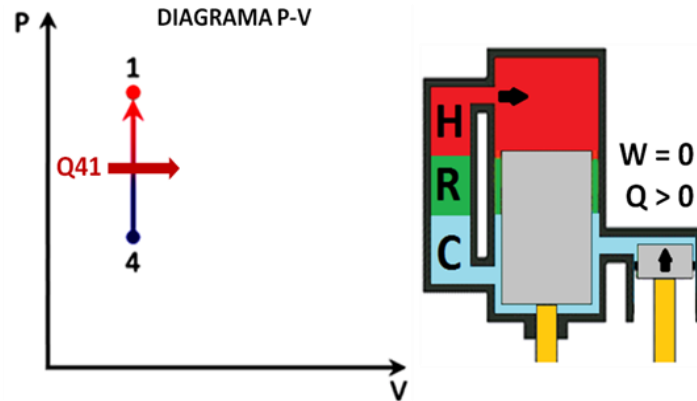
Trabajo y calor en el proceso de 4 a 1, se produce un calentamiento a volumen constante.

$$W_{41} = \int_{V_4}^{V_1} P * dV = 0 \quad (3.12)$$

$$dQ = dU + P * dV \quad (3.13)$$

$$Q_{41} = \int_{T_4}^{T_1} C_v * dT = C_v * (T_H - T_L) \quad (3.14)$$

Figura 22. Calentamiento a volumen constante 4-1



Fuente: Autores.

El trabajo W del sistema es la suma de todos los trabajos en cada proceso.

$$W_{\text{NETO}} = R * (T_H - T_L) * \ln\left(\frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{min}}}\right) \quad (3.15)$$

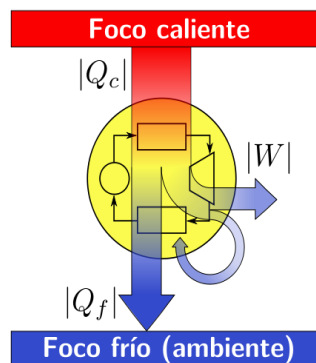
El calor Q que entra al sistema es el que entra en el proceso de 1 a 2.

$$Q_{\text{ENTRA}} = R * T_H * \ln\left(\frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{min}}}\right) \quad (3.16)$$

3.4 COMPARACIÓN DEL CICLO CARNOT Y EL CICLO STIRLING

Una maquina térmica convierte el calor en una fuente de energía siguiendo un ciclo termodinámico, se absorbe calor de una fuente de alta temperatura y cede calor de una fuente de baja temperatura al exterior para producir una cantidad de trabajo, ver figura 23.

Figura 23. Representación de una maquina térmica

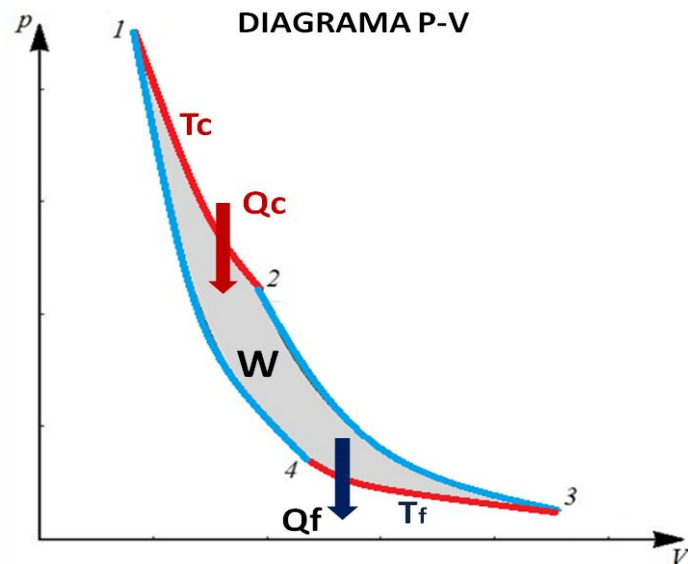


Fuente: Ciclos termodinámicos.

La máquina térmica que opera con más eficiencia es la máquina de Carnot, establece que el rendimiento de una maquina térmica es siempre menor o igual al de una maquina térmica reversible que opere con las mismas temperaturas.

El ciclo Carnot es un proceso reversible que utiliza un gas como fluido de trabajo, el cual, opera entre una fuente de alta temperatura donde absorbe calor y una fuente de baja temperatura donde cede calor al exterior sin importar la cantidad de calor que se transfiera permanece constante, así suministra trabajo. El ciclo de Carnot para la maquina térmica consta de cuatro etapas, como se ven la figura 24.

Figura 24. Diagrama P-V del ciclo Carnot



Fuente: Autores.

- **Etapas 1.** Expansión isotérmica ciclo 1-2, el fluido absorbe calor de Q_c en un proceso isotérmico a temperatura T_c .
- **Etapas 2.** Expansión adiabática ciclo 2-3, se enfría el fluido adiabáticamente hasta la temperatura del foco frío T_f .
- **Etapas 3.** Compresión isotérmica ciclo 3-4, el fluido cede calor de Q_f al foco frío a temperatura T_f hacia el exterior.
- **Etapas 4.** Compresión adiabática ciclo 4-1, el fluido se calienta adiabáticamente desde la temperatura del foco frío T_f a la temperatura del foco caliente T_c .

El ciclo ideal por excelencia es el ciclo de Carnot, y hasta ahora no hay un motor construido que obtenga el 100% de rendimiento en este ciclo, según la segunda ley de la termodinámica. A partir del ciclo de Carnot, se realizaron diferentes modelos de estudio. Entre estos se evidencia, una menor eficiencia para un modelo de motor de Ciclo Otto o Diésel (motores de combustión interna), comparada con el modelo del motor de Carnot operando con los mismos límites de temperatura. Pero lo interesante es que el motor Stirling se acerca casi al 100% de eficiencia, de manera teórica, al Ciclo de Carnot. Se muestra en el tabla 4, la comparación de ambos ciclos.

Tabla 4. Paralelo de los ciclos Carnot y Stirling

PARALELO DEL CICLO	
CARNOT	STIRLING
Su ciclo reversible permite alcanzar la mayor eficiencia teórica.	El ciclo permite aproximar su eficiencia de manera teórica al ciclo Carnot.
El ciclo posee dos procesos isotérmicos y dos adiabáticos.	El ciclo posee dos procesos isotérmicos y dos isocóricos, con un regenerador que almacena y sede calor.
El fluido de trabajo en este ciclo no afecta el cálculo de la eficiencia, puesto que solo se necesita temperatura del foco caliente y temperatura del foco frío.	Su ciclo ideal depende de condiciones de trabajo ideales para que funcione, como es considerar el gas ideal, aislado térmicamente, sin fugas y su mecanismo sin fricción, como también los dos focos, caliente y frío.
$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H}$	$\eta = \frac{W_{NETO}}{Q_{ENTRA}} = \frac{R * (T_H - T_L) * \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right)}{R * T_H * \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right)}$

Fuente: Autores.

3.5 TIPOS DE MOTORES STIRLING SEGÚN SU CONFIGURACIÓN

Los motores Stirling se clasifican según su configuración mecánica en tres diferentes tipos según la posición del desplazador y el pistón de potencia. Se distinguen durante años por utilizarse en aplicaciones comerciales y académicas. Por lo tanto se describirán a continuación, estas tres configuraciones: Alfa, Beta y Gamma.

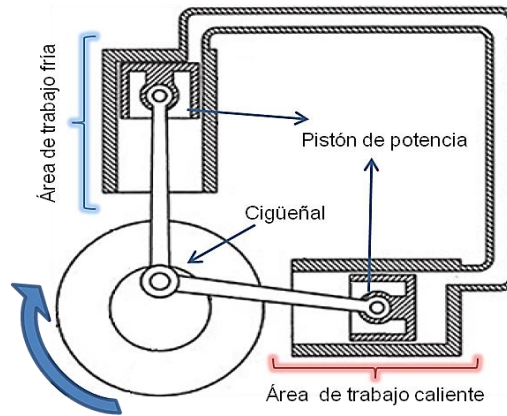
3.5.1 Motor Stirling tipo Alfa.

El motor Stirling tipo Alfa es especial por su alta relación potencia-volumen. Se caracteriza por tener dos áreas de trabajo (área caliente y área fría) conectadas por un mismo conducto (regenerador) y separadas físicamente para almacenar y ceder calor al fluido, estableciendo un aislamiento térmico entre las dos áreas de trabajo.

Este motor se distingue de los otros tipos de motor Stirling por ser de forma simple. En cuanto a su diseño, se consideran piezas con movimiento alternativo dado por dos pistones de potencia cada uno con su cilindro y mecanismo de biela conectada a la parte giratoria que está compuesta por el volante y cigüeñal, también se resalta que ambos pistones se encuentran relativamente desfasados uno del otro 90 grados, como se ve en la figura 25.

Este tipo alfa como opera en dos áreas de trabajo, por esto presenta problemas en el área caliente ya que se requiere de un ajuste estrecho entre el pistón y su cilindro, para mantener un sello y evitar las fugas del fluido, las piezas están sometidas a altas temperaturas; esto sería un inconveniente para su respectivo mantenimiento a largo plazo, también es importante la fricción por deslizamiento entre las dos piezas afecte en el movimiento alternativo del motor; esto no se presenta en el área de trabajo frío.

Figura 25. Motor Stirling tipo Alfa

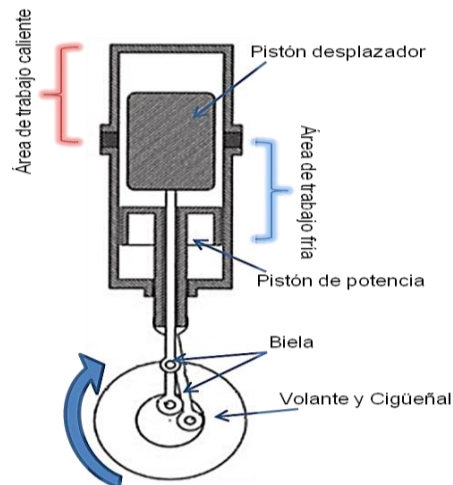


Fuente: Autores.

3.5.2 Motor Stirling tipo Beta.

El motor Stirling tipo Beta se considera el más eficaz en obtener alta potencia, pero su construcción es más complicada debido a la necesidad de coordinar del pistón de potencia con el nuevo diseño del pistón desplazador (representa una mejora importante), ambos comparten un cilindro en común, esto representa problemas de conducción térmica y disminución de la eficiencia, su solución es utilizar una pared térmica adicional para reducir la conducción. Se aprecia este tipo Beta en la figura 26.

Figura 26. Motor Stirling tipo Beta



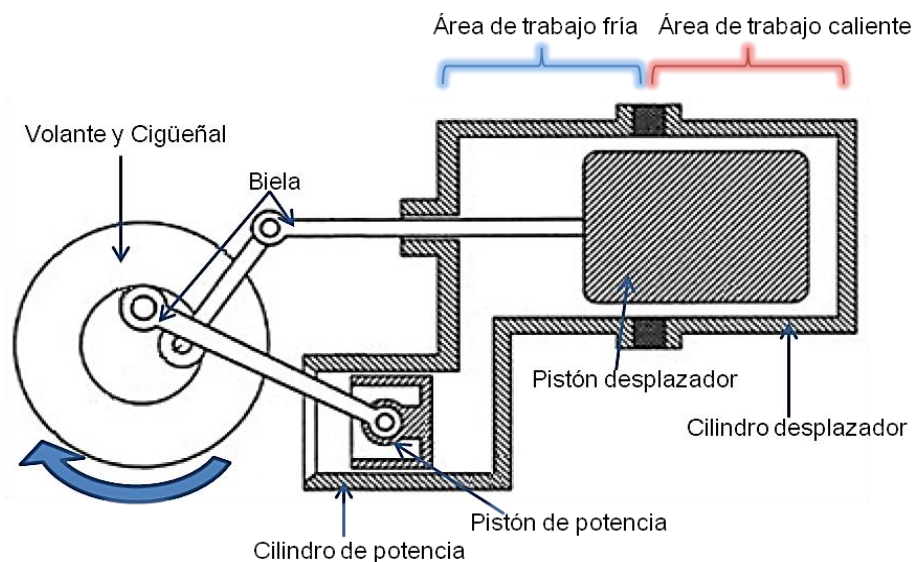
Fuente: Autores.

Este motor presenta ciertas características de diseño que eliminan problemas de sello en el área de trabajo caliente como se da en el tipo alfa, con este se garantiza un mejor desempeño del motor. El desplazador se caracteriza porque su diámetro es más pequeño creando una tolerancia para desplazar el fluido de trabajo de la zona caliente hacia la fría, esto aísla el pistón de potencia a partir de las altas temperaturas que existen en el área de trabajo caliente. Puede llevar o no regenerador dependiendo del tamaño del motor.

3.5.3 Motor Stirling tipo Gamma.

El motor Stirling tipo Gamma (ver figura 27), se asemeja al tipo Beta por utilizar componentes semejantes pero difiere por que el pistón de potencia no comparte un cilindro en común con el desplazador. Además su diseño se define para separar los dos cilindros cada uno con una cámara y se comunica por un pequeño conducto, así los espacios de trabajo calientes y fríos del cilindro del desplazador requieren la adición de una barrera térmica.

Figura 27. Motor Stirling Gamma



Fuente: Autores.

Este motor se caracteriza por presentar sencillez en su diseño y por tener un mecanismo simple, se compone de cuatro partes de movimiento alternativo y una parte giratoria, para cambiar el movimiento lineal en rotatorio.

3.5.4 Tabla de comparación de los tipos de motor Stirling.

Los tipos de Motores Stirling, se diferencian en base a sus características de funcionalidad y ubicación en el espacio de los diferentes elementos que lo componen, estas diferencias caracterizan las ventajas y desventajas para cada tipo de motor, ver tabla 5.

Tabla 5. Cuadro de comparación de ventajas y desventajas de los tipos del motor Stirling

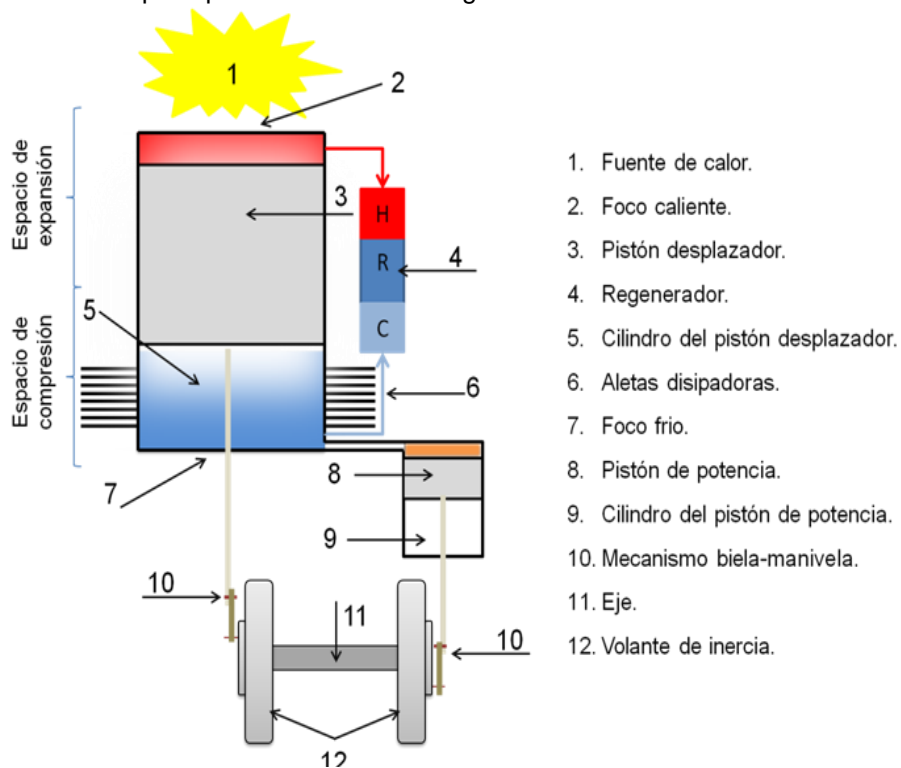
CUADRO DE COMPARACIÓN		
TIPO	VENTAJAS	DESVENTAJAS
ALFA	Alta relación de potencia volumen.	Dificultad para sellar las cámaras.
	Sencillez de mecanismos.	
BETA	Facilidad para acoplar regenerador.	Mecanismos complejos y voluminosos.
	Recrea el diseño original de Stirling.	
GAMMA	Sencillez de mecanismos.	Mayor relación tamaño potencia.
	Facilidad de sellado.	
	Economía en su fabricación.	

Fuente: Autores.

3.6 DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL MOTOR STIRLING

El motor Stirling utiliza componentes o elementos característicos para desempeñar su función de expansión y compresión del gas, para esto se mencionan elementos principales, siendo los más comunes en este motor, ver figura 28.

Figura 28. Elementos principales del motor Stirling



Fuente: Autores.

Se presentan los elementos que conforman el modelo de un motor Stirling, siendo los más importantes y quienes se encuentran de manera estándar, son:

3.6.1 Fuente de calor.

La fuente de calor se caracteriza por ser una fuente alternativa, sirviendo como fuente externa, la energía solar, geotérmica, la biomasa, la llama de fuego, el combustible fósil, etc.

3.6.2 Foco caliente.

El foco caliente es la parte externa superior del motor Stirling en contacto con la fuente de calor y quien recibe este calor para transferirlo al fluido contenido en el cilindro y así aumentar la temperatura del este. Se pueden utilizar materiales como acero inoxidable, acero al Cr-Mo, etc.

3.6.3 Pistón desplazador.

El pistón desplazador se encarga de desplazar el fluido de una cámara a otra, con el objetivo de generar un gradiente de temperatura entre el foco caliente y el foco frío. Se caracteriza por ser liviano para hacer más fácil la expansión del gas y esto evita la disminución de potencia, también la longitud del desplazador tiende a ser de 1 a 3 veces su diámetro, se utilizan materiales con baja conductividad térmica y con altas temperaturas, los más comunes son en acero inoxidable o aluminio.

3.6.4 Regenerador.

El regenerador es un intercambiador de calor interno, el cual, absorbe y cede calor en cada revolución para el ciclo a volumen constante. El regenerador consiste en un medio poroso con conductividad térmica despreciable, que contiene un fluido. El regenerador divide al motor en dos zonas: una zona caliente y otra zona fría. El fluido se desplaza de la zona caliente a la fría durante los diversos ciclos de trabajo, atravesando el regenerador.

3.6.5 Cilindro del pistón desplazador.

El cilindro desplazador es aquel que mantiene la separación del gas para realizar una compresión y expansión a volumen constante, se caracteriza por que debe ser liviano y es quien desplaza el fluido de la zona caliente a la fría.

3.6.6 Aletas disipadoras.

Las aletas disipadoras son componentes cuyo objetivo principal es la disipación del calor en el motor, básicamente disminuir la temperatura tanto del fluido como del motor en el espacio de compresión. El gas de trabajo en la zona del volumen del foco frío, realiza una transferencia del calor con el aire exterior con el fin de disminuir o mantener la temperatura del motor a la temperatura del medio

ambiente, esto garantiza una reducción del volumen y obligue a que el pistón se desplace.

Las aletas trabajan disipando el calor por medio de convección y para aumentar esto, es necesario agrandar el coeficiente de convección h , reducir la temperatura del exterior y ampliar el área conectiva de las aletas. El uso de materiales especiales como el aluminio ayuda en la disipación rápido del calor.

3.6.7 Foco frio

El foco frio es la parte externa inferior del motor Stirling en donde se extrae el calor del motor, esta pueda realizarse por convección con el ambiente exterior, allí se encuentran las aletas quienes ayudan a la disipación de calor. La eficiencia del motor depende en gran parte por este foco, entre más frio se encuentre más trabajo neto entregara el motor.

3.6.8 Pistón de potencia.

El pistón de potencia debe ser ligero porque el gas realiza trabajo sólo durante la expansión, también, debe mantener un ajuste adecuado dentro del cilindro para garantizar que no se presente alguna fuga del fluido y mantenga la presión para realizar un buen trabajo, esta parte es la que realiza el trabajo motriz, y va conectado al mecanismo de biela-manivela para generar movimiento.

3.6.9 Cilindro del pistón de potencia.

El cilindro del pistón de potencia es la camisa del pistón, este presenta una tolerancia mínima con el pistón de potencia para que el fluido no salga, cree un sello, con el fin de evitar la pérdida de eficiencia el motor en el proceso de compresión y expansión del fluido.

3.6.10 Mecanismo de biela-manivela.

El mecanismo de biela-manivela facilita la transformación de la energía térmica en energía mecánica. Así mismo el tipo de mecanismo determina la forma del ciclo del motor Stirling, y, por consiguiente, con unos se obtendrán mejores resultados que con otros, pero, generalmente, son más complicados de construir, según necesidades del diseño, por esto, los diferentes mecanismos poseen sus propios parámetros óptimos de diseño, los cuales se pueden encontrar en libros de diseño que abarcan mejor los temas. Para más información ver anexo C.

3.6.11 Eje o cigüeñal.

El eje es un elemento constructivo de un conjunto de piezas para la generación del movimiento de rotación, se acompaña de piezas como bujes, cojinetes y rodamientos para facilitar su rotación alrededor del eje. El eje se define por el diámetro y características de resistencia de materiales, que le dan buenas propiedades mecánicas para aumentar su confiabilidad en el período de operación.

El cigüeñal es un elemento rotativo que transmite potencia o movimiento rotacional, se caracteriza por ser un eje modificado, con una geometría volumétrica definida y con buenas propiedades mecánicas de resistencia. El cigüeñal es un eje de rotación con elementos como poleas, manivelas y el volante de inercia.

Ambos elementos rotativos se consideran importantes y de acuerdo al diseño se escoge el más adecuado para el motor Stirling ya que se obtiene de un aporte de energía térmica en energía mecánica de movimiento lineal a uno rotacional.

3.6.12 Volante de inercia.

El volante de inercia es un elemento que aporta al sistema inercia adicional y permite almacenar la energía. Se caracteriza por que cuando se encuentra en movimiento, al acelerar absorbe energía, almacena energía cinética y esa energía la devuelve al sistema cuando lo necesite para su rotación. En el motor Stirling es el componente que entrega energía al ciclo para que se produzca la compresión del fluido de trabajo y ayuda a mantener estable el giro del motor.

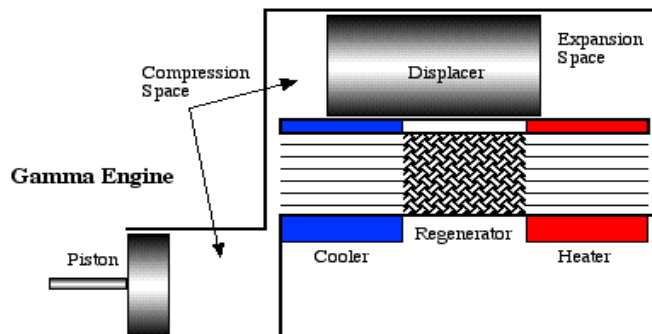
4. MOTOR STIRLING TIPO GAMMA

4.1 DESCRIPCIÓN

El motor Stirling tipo Gamma, es un tipo de motor que presenta sencillez en el proceso de mecanizado, su manufactura es más sencilla sacrificando un punto que no están crítico como es la relación tamaño potencia y su simplicidad de mecanismos.

Sus ventajas en un diseño sencillo, facilidad en el sellado y ser económico para su construcción, siguiendo los parámetros característicos de comparación, tiende a ser el más adecuado a la tendencia de manufactura local, ya que se adapta a materiales comerciales presentes en el mercado, garantizando el alcance a los requerimientos que se desean. Además, durante el proceso del ciclo en la expansión se debe tener lugar al espacio de compresión que conduce a una reducción de la potencia específica. Se resalta que para los Motores Stirling tipo Gamma (ver figura 29), se utilizan las ventajas de tener cilindros separados para superar la desventaja de la potencia específica.

Figura 29. Configuración del Motor Stirling tipo Gamma



Fuente: <http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/gamma.html>.

4.2 FUNCIONAMIENTO

El pistón desplazador hace que el fluido de trabajo se desplace en el cilindro entre los dos focos de alta y baja temperatura, la variación de presión obtenida por el

movimiento del fluido produce un trabajo haciendo que el pistón de potencia se desplace, siguiendo el ciclo, esta secuencia se ve a continuación en la tabla 6.

Tabla 6. Funcionamiento del Motor Stirling tipo Gamma

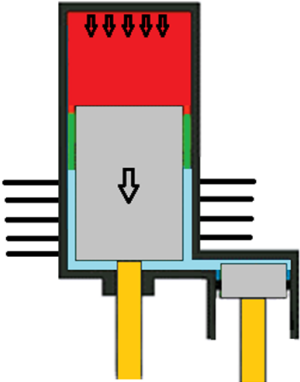
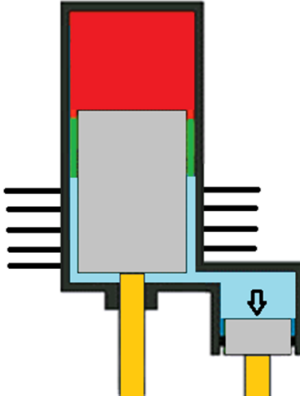
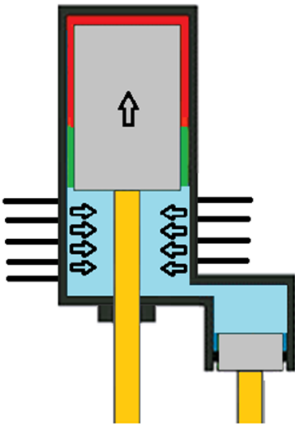
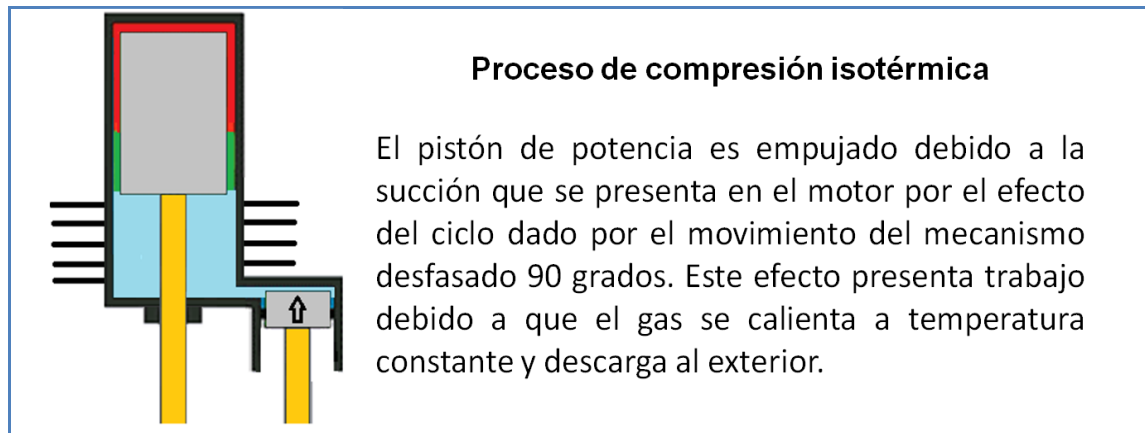
FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING TIPO GAMMA	
	<p>Proceso de calentamiento a volumen constante</p> <p>El efecto del gas al calentarse lo comprime y hace desplazar al pistón desplazador a la zona de expansión y aumente la presión del gas en el motor.</p>
	<p>Proceso de expansión isotérmica</p> <p>Se presenta un aumento de la presión en el motor, esto hace que el pistón de potencia sea empujado a su punto inferior de su carrera. En este momento el motor funciona hacia el exterior mientras su temperatura se mantiene.</p>
	<p>Proceso de enfriamiento a volumen constante</p> <p>El pistón desplazador al continuar con su ciclo sube a su extremo superior para que el gas de trabajo en el motor se enfríe en el espacio de compresión a través del medio frío, ya que en esta se encuentra a una menor temperatura mientras su volumen es constante.</p>

Tabla 6. (Continuación)



Fuente: Autores.

4.3 ANÁLISIS DEL CICLO STIRLING

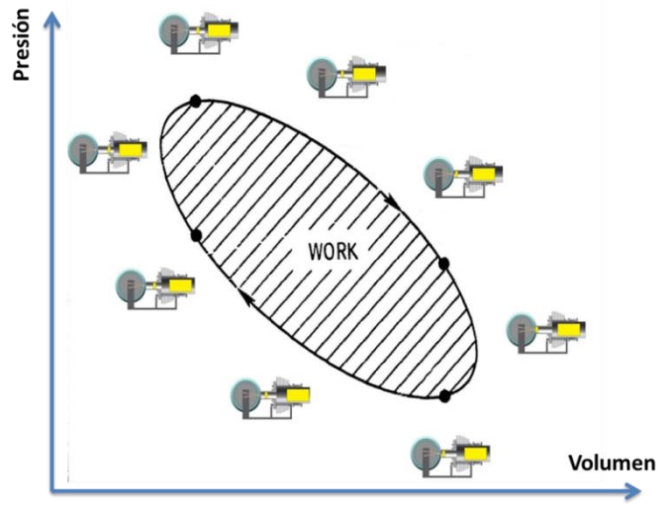
El ciclo del motor Stirling consiste en un proceso de análisis termodinámico de ciclo cerrado sobre un fluido de trabajo. Aplicando la ley de conservación de la energía, de continuidad y de transferencia de calor, todo se centrara en el comportamiento del fluido de trabajo, esto se considera como punto de análisis, para determinar un comportamiento en el interior del motor Stirling. Se plantean dos modelos de análisis para este ciclo:

- Un modelo de análisis isotérmico ideal.
- Un modelo de análisis adiabático ideal, como una aproximación real del motor.

4.3.1 Modelo isotérmico ideal.

Con el método Schmidt el análisis se basa en la expansión y contracción de un gas ideal, la predicción de este método no es del todo real, sin embargo se aproxima en una gran medida al comportamiento real. Tomaremos el diseño de configuración Gamma para este análisis, ver figura 30.

Figura 30. Ciclo isotérmico ideal del Motor Stirling Gamma



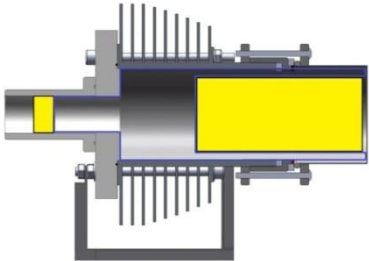
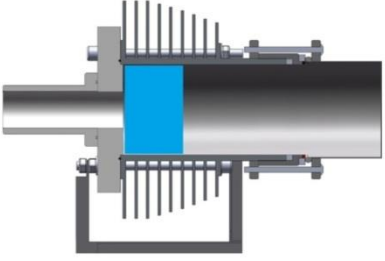
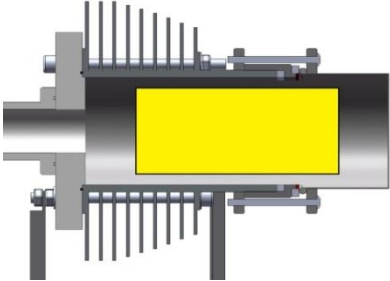
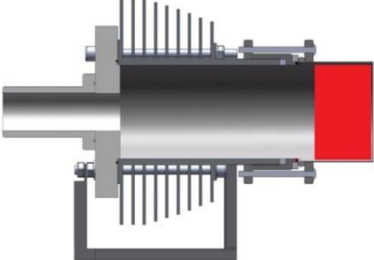
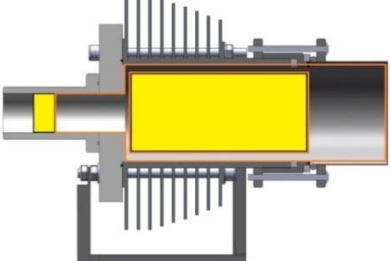
Fuente: Autores.

Se dan las siguientes consideraciones para facilitar una aproximación real del análisis isotérmico ideal del motor Stirling.

- a) El fluido de trabajo se comporta como un gas ideal.
- b) Se considera una fuente energética constante, por lo tanto una temperatura de foco caliente constante.
- c) Se considera que la cámara fría está estabilizada y posee una temperatura constante.
- d) La masa total del fluido es constante durante el proceso.
- e) El regenerador, cámara caliente y cámara fría son 100% eficientes.
- f) La presión instantánea es la misma en todo el sistema.
- g) Los volúmenes en la zona fría y caliente varían de forma senoidal.

Con lo anterior se pretende encontrar una expresión simple para calcular la presión en un instante en función de la variación de los volúmenes utilizados. Con esta expresión se puede investigar como diversos mecanismos afectan la potencia de salida. Consideremos la tabla 7, se esquematiza los puntos de operación en una configuración Gamma.

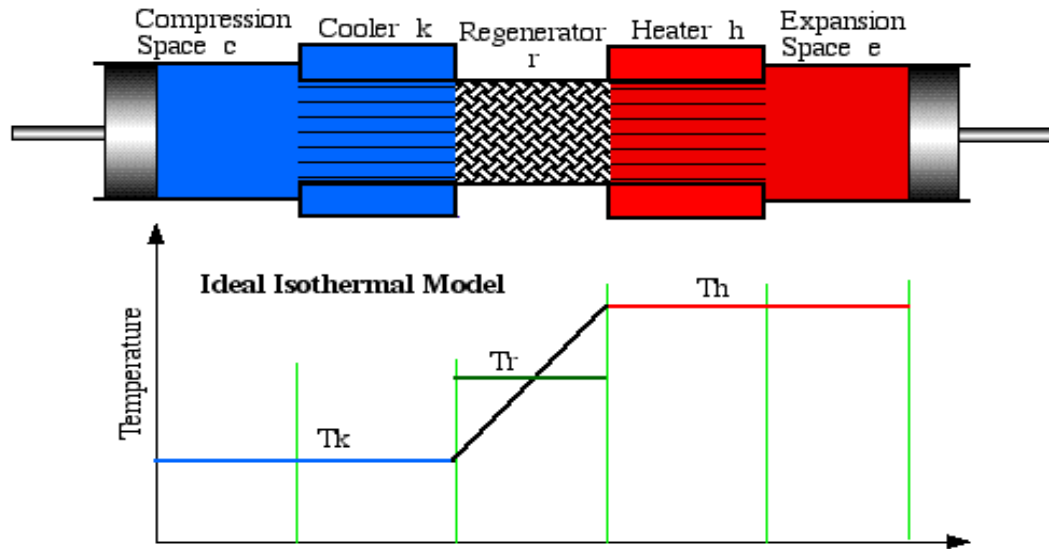
Tabla 7. Esquema de operación del Motor Stirling Gamma

	<p>ZONA DE COMPRESIÓN</p>
	<p>CAMARA FRIA</p>
	<p>REGENERADOR</p>
	<p>CAMARA CALIENTE</p>
	<p>ZONA DE EXPANSIÓN</p>

Fuente: Autores.

De manera equivalente se dispone de los mismos puntos en serie, con su respectiva distribución de temperatura para realizar el análisis, ver figura 31.

Figura 31. Modelo isotérmico ideal para el Motor Stirling tipo Alfa



Fuente: <http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/isothermal/isothermal.html>.

Se observan 5 células de análisis para el estudio del motor:

1. Zona de compresión c
2. Enfriador k
3. Regenerador r
4. Calentador h
5. Zona de expansión e

Para identificar la masa m , la temperatura T , el volumen V y la presión p en cada uno de los componentes, la figura 31, presenta una distribución de temperatura, desde el punto de vista isotérmico:

1. Zona de compresión (m_c, T_c, V_c, p)
2. Enfriador k (m_k, T_k, V_k, p)
3. Regenerador r (m_r, T_r, V_r, p)
4. Calentador h (m_h, T_h, V_h, p)
5. Zona de expansión e (m_e, T_e, V_e, p)

La masa es constante;

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (4.1)$$

De la ecuación de gas ideal, y despejando m para cada punto;

$$m = \frac{pV}{RT} \quad \text{Ec. 2}$$

Sustituyendo la masa en cada célula, se tiene:

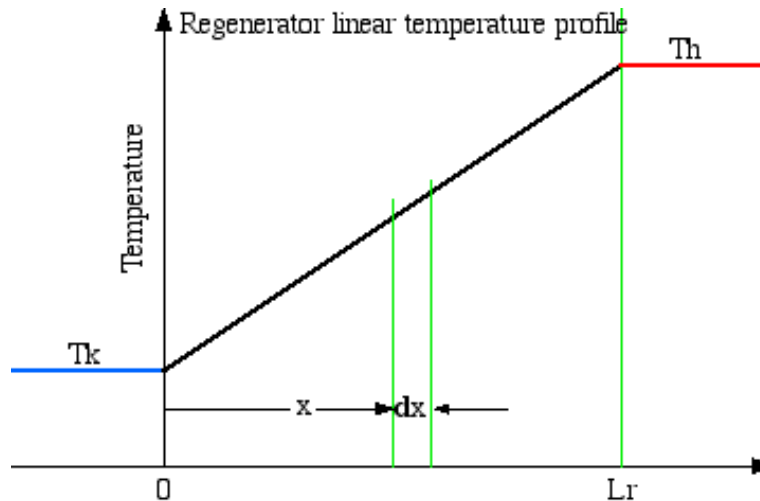
$$M = \frac{pV_c}{RT_c} + \frac{pV_k}{RT_k} + \frac{pV_r}{RT_r} + \frac{pV_h}{RT_h} + \frac{pV_e}{RT_e} \quad (4.2)$$

Factor común,

$$M = \frac{p}{R} \left[\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right] \quad (4.3)$$

Determinar la masa de gas en el volumen vacío del regenerador, requiere conocer su temperatura, esto se supone para el regenerador ideal una tendencia lineal entre la temperatura del enfriador y la del calentador, como se ve en la figura 32.

Figura 32. Perfil de temperatura del regenerador



Fuente: <http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/isothermal/regenT.html>.

La siguiente ecuación describe su comportamiento, para una longitud del regenerador L_r .

$$T(x) = \frac{(T_h - T_k)x}{L_r} + T_k \quad (4.4)$$

La masa de gas en el regenerador m_r ,

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho dV_r \quad (4.5)$$

Donde ρ es la densidad. Ahora desde la ecuación del gas ideal de estado, y por un constante flujo de área libre A_r , tenemos

$$p = \rho RT \quad (4.6)$$

$$dV_r = A_r dx \quad (4.7)$$

$$V_r = A_r L_r \quad (4.8)$$

Sustituyendo las Ec.7 hasta la Ec.9 en la Ec.6, tenemos

$$m_r = \frac{V_r P}{R} \int_0^{L_r} \frac{1}{(T_h - T_k)x + T_k L_r} dx \quad (4.9)$$

Integrando y simplificando,

$$m_r = \frac{V_r P \ln(T_h/T_k)}{R (T_h - T_k)} \quad (4.10)$$

La temperatura T_r efectiva media del gas en el regenerador en términos de la ecuación del gas ideal de estado, es

$$m_r V_r = \frac{p}{R T_r} \quad (4.11)$$

Igualando las dos masas del regenerador, obtenemos

$$T_r = \frac{(T_h - T_k)}{\ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)} \quad (4.12)$$

Despejando p podemos obtener la presión en función de las variaciones de los volúmenes V_c y V_e .

$$p = \frac{MR}{\left[\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right]} \quad (4.13)$$

El trabajo por ciclo completo está dado por la integral cíclica de $p dV$

$$W = W_e + W_c = \int p dV_e + \int p dV_c = \int p \left[\frac{dV_e}{d\theta} + \frac{dV_c}{d\theta} \right] d\theta \quad (4.14)$$

Para solucionar las anteriores ecuaciones, es necesario especificar las variaciones de volumen del espacio de funcionamiento V_e y V_c con sus respectivas derivadas respecto del ángulo θ .

4.3.1.1 Solución de las ecuaciones. Según Schmidt y asumiendo las variaciones de volumen de forma senoidal, con respecto de θ , las variaciones son;

$$V_c = V_{clc} + \frac{V_{swc}}{2}(1 + \cos \theta) \quad (4.15)$$

$$V_e = V_{cle} + \frac{V_{swe}}{2}(1 + \cos(\theta + \alpha)) \quad (4.16)$$

En donde:

V_{cle} = volumen muerto en la zona de expansión.

V_{clc} = volumen muerto en la zona de compresión.

V_{swe} = volumen de barrido en la zona de expansión.

V_{swc} = volumen de barrido en la zona de compresión.

Θ = ángulo de manivela.

α = ángulo de desfase.

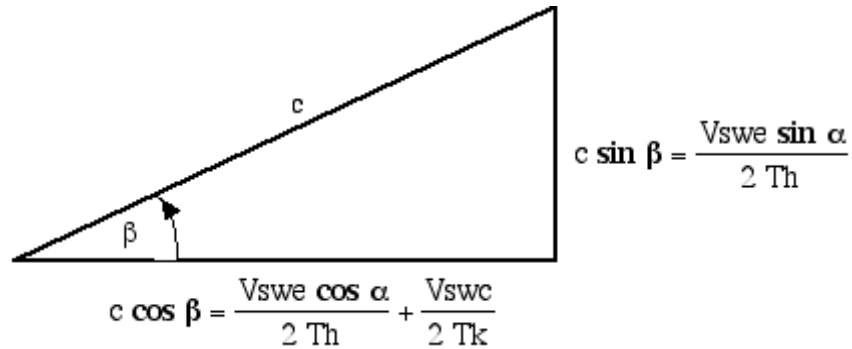
Sustituyendo Ec.16 y Ec.17 en Ec.14, y reduciendo la ecuación con la variable S, obtenemos

$$S = \left[\frac{V_{swc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2T_h} + \frac{V_{cle}}{T_e} \right] \quad (4.17)$$

$$p = \frac{MR}{\left[S + \left(\frac{V_{swe} \cos \alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k} \right) \cos \theta - \left(\frac{V_{swe} \sin \alpha}{2T_h} \right) \sin \theta \right]} \quad (4.18)$$

Con el fin de simplificar la ecuación de la presión que ahora consideramos una sustitución trigonométrica de β y C, tal como se define en el siguiente triángulo rectángulo, ver figura 33.

Figura 33. Simplificación trigonométrica por triángulo rectángulo



Fuente: <http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/isothermal/Schmidt.html>.

Utilizando la trigonometría, se determina el ángulo β , y el valor de la hipotenusa para el triángulo, obteniendo.

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{V_{swe} \sin \alpha / T_h}{V_{swe} \cos \alpha / T_h + V_{swc} / T_k} \right) \quad (4.19)$$

$$c = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{V_{swe}}{T_h} \right)^2 + 2 \frac{V_{swe} V_{swc}}{T_h T_k} \cos \alpha + \left(\frac{V_{swc}}{T_k} \right)^2} \quad (4.20)$$

El ángulo ϕ , está en función del ángulo del cigüeñal θ y del ángulo obtenido por la sustitución trigonométrica.

$$\phi = \theta + \beta \quad (4.21)$$

$$b = \frac{c}{s} \quad (4.22)$$

Sustituyendo las ecuaciones Ec.19 hasta la Ec.22, en Ec.18,

$$p = \frac{MR}{S(1 + b\cos\phi)} \quad (4.23)$$

Se evalúa el ángulo ϕ , para determinar los valores máximos y mínimos de presión,

$$p_{min} = \frac{MR}{S(1 + b)} \quad (4.24)$$

$$p_{max} = \frac{MR}{S(1 - b)} \quad (4.25)$$

La presión media durante el ciclo está dada por

$$p_{media} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p d\phi \quad (4.26)$$

Sustituyendo la Ec.24 en la Ec.27, obtenemos:

$$p_{media} = \frac{MR}{2\pi S} \int_0^{2\pi} \frac{d\phi}{(1 + b\cos\phi)} \quad (4.27)$$

La presión media sobre el ciclo, se relaciona con la masa de gas de trabajo en funcionamiento, está dada por

$$p_{media} = \frac{MR}{S\sqrt{1 - b^2}} \quad (4.28)$$

El trabajo neto realizado por el motor es la suma del trabajo realizado por los espacios de compresión y expansión. Durante un ciclo completo, en entonces el trabajo realizado en la compresión y expansión es:

$$W_c = \int_0^{2\pi} (p \frac{dV_c}{d\theta}) d\theta \quad (4.29)$$

$$W_e = \int_0^{2\pi} (p \frac{dV_e}{d\theta}) d\theta \quad (4.30)$$

La derivada se obtiene mediante,

$$\frac{dV_c}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swc} \sin \theta \quad (4.31)$$

$$\frac{dV_e}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swe} \sin (\theta + \alpha) \quad (4.32)$$

Sustituyendo las ecuaciones derivadas anteriores y la ecuación de la presión, en los trabajos tenemos,

$$W_c = -\frac{V_{swc} MR}{2S} \int_0^{2\pi} \frac{\sin \theta}{1 + b \cos(\beta + \theta)} d\theta \quad (4.33)$$

$$W_e = -\frac{V_{swe} MR}{2S} \int_0^{2\pi} \frac{\sin (\theta + \alpha)}{1 + b \cos(\beta + \theta)} d\theta \quad (4.34)$$

Al utilizar tablas de integrales, se obtiene la solución para cada trabajo, entonces del análisis isotérmico nos quedan las ecuaciones que describen el trabajo realizado por el motor, en función de las variaciones de volumen en las zonas fría y caliente:

Trabajo de expansión,

$$W_c = \pi V_{swc} p_{media} \sin \beta \left(\frac{\sqrt{1 - b^2} - 1}{b} \right) \quad (4.35)$$

Trabajo de compresión,

$$W_e = \pi V_{swe} p_{media} \sin (\beta - \alpha) \left(\frac{\sqrt{1 - b^2} - 1}{b} \right) \quad (4.36)$$

4.3.1.2 Resumen de ecuaciones para el análisis isotérmico ideal. En la tabla 8, se resumen las ecuaciones del análisis del isotérmico ideal.

Tabla 8. Resumen de ecuaciones de análisis isotérmico ideal

PARAMETROS	ECUACIONES
Volúmenes	$V_c = V_{clc} + \frac{V_{swc}}{2} (1 + \cos \theta)$ $V_e = V_{cle} + \frac{V_{swe}}{2} (1 + \cos(\theta + \alpha))$
Presión	$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{V_{swe} \sin \frac{\alpha}{T_h}}{V_{swe} \cos \frac{\alpha}{T_h} + \frac{V_{swc}}{T_k}} \right)$ $c = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{V_{swe}}{T_h}\right)^2 + 2 \frac{V_{swe} V_{swc}}{T_h T_k} \cos \alpha + \left(\frac{V_{swc}}{T_k}\right)^2}$ $\phi = \theta + \beta$ $b = c/s$ $p_{media} = \frac{MR}{S\sqrt{1-b^2}}$
Masa	$M = \frac{p}{R} \left[\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right]$
Temperaturas	$T_c = cte$ $T_e = cte$ $T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln \left(\frac{T_h}{T_k}\right)}$
Energía	$Q_k = 0$ $Q_r = 0$ $Q_h = 0$ $W_c = Q_c = \pi V_{swc} p_{media} \sin \beta (\sqrt{1-b^2} - 1)/b$ $W_e = Q_e = \pi V_{swe} p_{media} \sin (\beta - \alpha) (\sqrt{1-b^2} - 1)/b$ $W = W_c + W_e$

Fuente: Autores.

4.3.2 Modelo adiabático ideal.

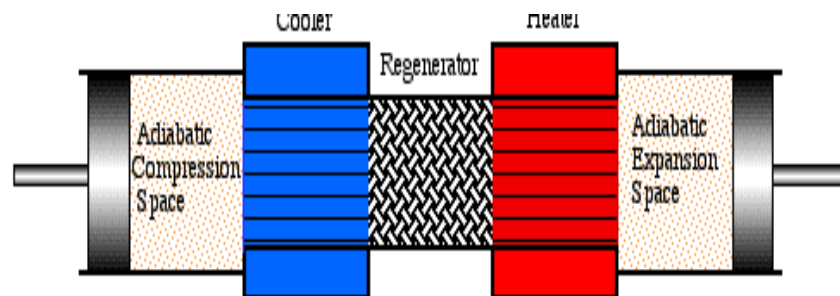
Según la termodinámica un proceso adiabático de un fluido que realiza un trabajo, no entrega ni gana calor con su entorno, también se conoce como un proceso isoentrópico, y viene definido por la primera ley de la termodinámica, donde el calor es nulo, $Q = 0$.

Para un motor Stirling en condiciones reales de funcionamiento, se analiza como un proceso adiabático en donde no se trasfiere calor en los espacios de trabajo, estos son la zona de compresión y expansión.

El objetivo principal de este análisis es derivar un sistema de ecuaciones que describan parámetros importantes de diseño como son la presión y la temperatura. Las ecuaciones utilizadas de análisis son la ecuación de estado y la conservación de la energía, para los componentes del motor Stirling. Las ecuaciones obtenidas se relacionan con la ecuación de continuidad para el sistema entero.

4.3.2.1 Análisis adiabático. En la maquina real los espacios de trabajo tienden a ser adiabáticos y no isotérmicos, lo que implica que el calor neto transferido durante el ciclo debe ser proporcionada por los intercambiadores de calor. El análisis de este modelo adiabático se realizara para la configuración alfa, ver figura 34.

Figura 34. Espacios adiabáticos para un motor Stirling tipo Alfa

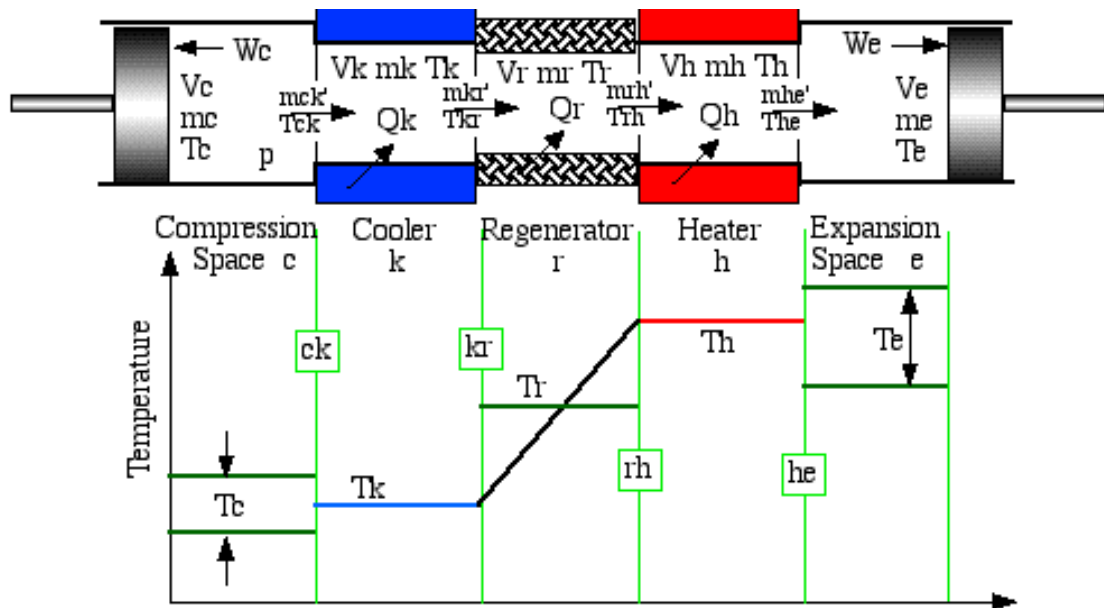


Fuente: <http://www.ohio.edu/people/urieli/stirling/adiabatic/adiabatic.html>.

Para cada componente se representa una distribución de algunas propiedades que definen el modelo, como se observa en la figura 35. Desde el punto de vista adiabático el modelo se hará para un motor Stirling tipo alfa, compuesto por una serie de cinco intercambiadores de calor perfectamente eficaces, cada componente se representa como:

1. Zona de compresión (m_c, T_c, V_c y p)
2. Enfriador (m_k, T_k, V_k y p)
3. Regenerador (m_r, T_r, V_r y p)
4. Calentador (m_h, T_h, V_h y p)
5. Zona de expansión (m_e, T_e, V_e y p)

Figura 35. Modelo adiabático ideal para un Motor Stirling tipo Alfa



Fuente: <http://www.ohio.edu/people/urieli/stirling/adiabatic/adiabatic.html>.

También se presenta cuatro interfaces entre cada uno de los componentes o células de la configuración tipo alfa.

1. Interfaz entre la zona de compresión y el enfriador (m_{ck}, T_{ck})
2. Interfaz entre el enfriador y el regenerador (m_{kr}, T_{kr})
3. Interfaz entre el regenerador y el calentador (m_{rh}, T_{rh})
4. Interfaz entre el calentador y la zona de expansión (m_{he}, T_{he})

Las flechas en las interfaces representan la dirección positiva de flujo, definida arbitrariamente, desde el espacio de compresión al espacio de expansión, a un flujo de masa m y a una temperatura T , para cada interfaz.

La temperatura en los espacios de compresión y de expansión (T_c y T_e), no son constantes, sino que varían durante el ciclo de acuerdo a la compresión y expansión adiabática que ocurre en las zonas de trabajo. Por lo tanto las entalpías que fluyen a través de las interfaces ck y he , son transportadas a la temperatura respectiva de cada célula, por lo tanto las temperaturas T_{ck} y T_{he} , se condicionan por la dirección del flujo.

Se definen algorítmicamente como:

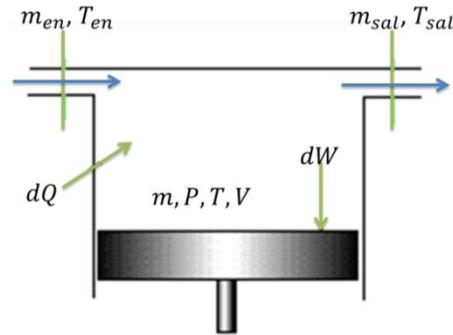
Si $m_{ck} > 0$, entonces $T_{ck} = T_c$, si no se cumple, entonces $T_{ck} = T_k$.

Si $m_{he} > 0$, entonces $T_{he} = T_h$, si no se cumple, entonces $T_{he} = T_e$.

El trabajo W se da por medio de la variación de los volúmenes en los espacios de trabajo V_c y V_e , y el calor Q_k y Q_h se transfiere del ambiente externo al fluido de trabajo en las células del enfriador y del calentador. El regenerador es externamente adiabático, el calor Q_r se empieza a transferir internamente de la matriz del regenerador al fluido de trabajo, fluyendo a través del volumen vacío del regenerador V_r .

4.3.2.2 Sistema de ecuaciones. Para derivar el sistema de ecuaciones se aplica la ecuación de continuidad en todo el sistema. En la figura 36, se representa un espacio de trabajo o un intercambiador de calor para una célula en donde se aplica la ecuación de la energía.

Figura 36. Análisis de la célula como volumen de control



Fuente: Autores.

- **Balance de energía.** El principio de la conservación de la energía para un volumen de control sometido a un proceso de flujo no permanente durante un intervalo de tiempo Δt en su forma diferencial se puede expresar como:

$$dQ + (C_p T_{en} m_{en} - C_p T_{sal} m_{sal}) = dW + C_v d(m T) \quad (4.37)$$

Donde C_p y C_v , calores específicos del gas a presión y volumen constante respectivamente. Se asume que el gas de trabajo es ideal y para los motores Stirling es una suposición razonable puesto que los procesos del fluido de trabajo se trasladan lejos del punto crítico del gas.

- La ecuación de estado de gases ideales para cada célula,

$$P V = m R T \quad (4.38)$$

En su forma diferencial,

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (4.39)$$

Para una masa total del gas en el motor,

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (4.40)$$

Derivando la ecuación de la masa

$$dm_c + dm_k + dm_r + dm_h + dm_e = 0 \quad (4.41)$$

Despejando m de la ecuación Ec. 2, para cada célula se obtiene,

$$m = PV/RT \quad (4.42)$$

Sustituyendo la masa en cada célula,

$$M = \frac{P}{R} \left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right) \quad (4.43)$$

Despejando P de la ecuación Ec. 7, obtenemos

$$P = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right)} \quad (4.44)$$

Los volúmenes y las temperaturas respectivas son constante en cada uno de los intercambiadores de calor (calentador, regenerador y enfriador), por lo tanto, la ecuación se reduce a,

$$\frac{d p}{p} = \frac{d m}{m} \quad (4.45)$$

Despejando dm,

$$d m = m \frac{d p}{p} \quad (4.46)$$

Sustituyendo en la ecuación,

$$d m = \frac{d p}{R} \left(\frac{V}{T} \right) \quad (4.47)$$

Aplicando la ecuación anterior a cada intercambiador de calor y sustituyendo en la ecuación, se obtiene:

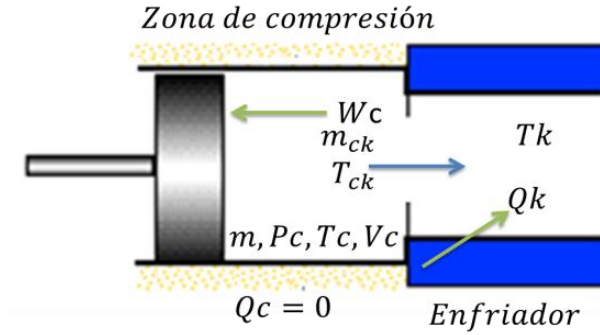
$$d m_c + d m_e + \frac{d p}{R} \left(\frac{V_k}{T_k} \right) + \frac{d p}{R} \left(\frac{V_r}{T_r} \right) + \frac{d p}{R} \left(\frac{V_h}{T_h} \right) = 0 \quad (4.48)$$

Factorizando,

$$d m_c + d m_e + \frac{d p}{R} \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) = 0 \quad (4.49)$$

Es necesario eliminar $d m_c$ y $d m_e$ en la ecuación anterior para obtener una ecuación explícita para $d p$. Aplicando la ecuación 1 al espacio de la figura 37 y considerando el espacio de compresión adiabático, es decir, $d Q_c = 0$.

Figura 37. Zona de compresión adiabática



Fuente: Autores.

Se obtiene,

$$C_p T_{ck} m_{ck} = dW_c + C_v d(mc T_c) \quad (4.50)$$

Por continuidad la masa de gas dmc es igual a la masa de flujo de entrada dada por mck , y el trabajo aguas abajo está dado por dVc , por lo tanto

$$C_p T_{ck} dmc = p dV_c + C_v d(mc T_c) \quad (4.51)$$

Sustituyendo las relaciones de los gases ideales,

$$PV_c = m_c R T_c \quad (4.52)$$

$$C_p - C_v = R \quad (4.53)$$

$$\frac{C_p}{C_v} = \gamma \quad (4.54)$$

Simplificando,

$$dm_c = \frac{PdV_c + V_c \frac{dP}{\gamma}}{R T_{ck}} \quad (4.55)$$

Se realiza lo mismo para el espacio de expansión.

$$dm_e = \frac{PdV_e + V_e \frac{dP}{\gamma}}{R T_{hr}} \quad (4.56)$$

Sustituyendo dmc y dme , y simplificando en la ecuación 47, tenemos

$$dP = \frac{-\gamma P \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\left(\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right)} \quad (4.57)$$

Despejando dT de la ecuación de estado, para compresión y expansión

$$dT_c = T_c \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right) \quad (4.58)$$

$$dT_e = T_e \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right) \quad (4.59)$$

Aplicando la ecuación de la energía en cada uno de los intercambiadores de calor y considerando que $dW = 0$ y $T = cte$, tenemos

$$dQ + (C_p T_{ent} m_{ent} - C_p T_{sal} m_{sal}) = C_v T dm = \frac{V dp C_v}{R} \quad (4.60)$$

Así, las tres células de intercambiador de calor se obtienen para:

El enfriador,

$$dQ_k = \frac{V_k dp C_v}{R} - C_p (T_{ck} m_{ck} - T_{kr} m_{kr}) \quad (4.61)$$

El regenerador,

$$dQ_r = \frac{V_r dp C_v}{R} - C_p (T_{kr} m_{kr} - T_{rh} m_{rh}) \quad (4.62)$$

El calentador,

$$dQ_h = \frac{V_h dp C_v}{R} - C_p (T_{rh} m_{rh} - T_{he} m_{he}) \quad (4.63)$$

Los intercambiadores de calor son isotérmicos y el regenerador es ideal, entonces las temperaturas son $T_{kr} = T_k$ y $T_{rh} = T_h$. El trabajo realizado en las células de compresión y de expansión está dada por

$$dW_c = p dV_c \quad (4.64)$$

$$dW_e = p dV_e \quad (4.65)$$

$$dW = dW_c + dW_e \quad (4.66)$$

$$W = W_c + W_e \quad (4.67)$$

4.3.2.3 Resumen de ecuaciones para el análisis adiabático ideal. La solución del conjunto de ecuaciones mostradas en la tabla 9, solo será posible solucionarlo de forma numérica, esto debido a la naturaleza no lineal de las ecuaciones, por tal motivo se utiliza un programa que facilite la solución de iteraciones y correlaciones para una solución rápida y casi real.

Tabla 9. Sistema de ecuaciones del análisis adiabático

PARAMETROS	ECUACIONES
Presión	$P = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}\right)}$ $dP = \frac{-\gamma P \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}}\right)}{\left(\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right) + \frac{V_e}{T_{he}}\right)}$
Masa	$m_c = (PV_c)/(RT_c)$ $m_k = (PV_k)/(RT_k)$ $m_r = (PV_r)/(RT_r)$ $m_h = (PV_h)/(RT_h)$ $m_e = (PV_e)/(RT_e)$
Acumulación de Masa	$dm_c = \frac{PdV_c + V_c \frac{dP}{\gamma}}{R T_{ck}}$ $dm_e = \frac{PdV_e + V_e \frac{dP}{\gamma}}{R T_{hr}}$ $dm_k = m_k \frac{d p}{p}$ $dm_r = m_r \frac{d p}{p}$ $dm_h = m_h \frac{d p}{p}$

Tabla 9. (Continuación).

Flujo másico	$mck = -dmc$ $mkr = mck - dm_k$ $mhe = dme$ $mrh = mhe + dmh$
Condicionales de temperatura	<p>Si $m_{ck} > 0$, entonces $T_{ck} = T_c$, si no se cumple, entonces $T_{ck} = T_k$</p> <p>Si $m_{he} > 0$, entonces $T_{he} = T_h$, si no se cumple, entonces $T_{he} = T_e$</p>
Temperaturas	$dT_c = T_c \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right)$ $dT_e = T_e \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right)$
Energía	$dQ_k = \frac{V_k dp C_v}{R} - C_p (T_{ck} m_{ck} - T_{kr} m_{kr})$ $dQ_r = \frac{V_r dp C_v}{R} - C_p (T_{kr} m_{kr} - T_{rh} m_{rh})$ $dQ_h = \frac{V_h dp C_v}{R} - C_p (T_{rh} m_{rh} - T_{he} m_{he})$ $dW = dW_c + dW_e$ $dW_c = p dV_c$ $W = W_c + W_e$ $dW_e = p dV_e$

Fuente: http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/adiabatic/adiab_sum.html.

4.4 COMPARACION DE LOS MODELOS UTILIZADOS

Para analizar el ciclo termodinámico del motor Stirling, se presentan dos modelos de análisis, un primero modelo, es el isotérmico ideal, el cual mantiene la temperatura de las fuentes a la misma temperatura de la expansión y compresión, con una masa de gas constante. El segundo modelo es el adiabático ideal, no concibe para la temperatura de expansión y compresión una igualdad a las

fuentes, sino que varían en un determinado rango. Los espacios del modelo se presenta un flujo másico y de energía.

A continuación se presentan las ecuaciones utilizadas en los dos modelos para una comparación entre el análisis isotérmico ideal y el adiabático ideal presentes para una simulación del motor Stirling, ver tabla 10.

Tabla 10. Sistema de ecuaciones de modelos de análisis

Parámetro	Ec. Modelo adiabático	Ec. Modelo isotérmico
Presión	$P = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}\right)}$ $dP = \frac{-\gamma P \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}}\right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right) + \frac{V_e}{T_{he}}}$	$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{V_{swe} \sin \frac{\alpha}{T_h}}{V_{swe} \cos \frac{\alpha}{T_h} + \frac{V_{swc}}{T_k}} \right)$ $c = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{V_{swe}^2}{T_h} + 2 \frac{V_{swe} V_{swc}}{T_h T_k} \cos \alpha + \frac{V_{swc}^2}{T_k}}$ $\phi = \theta + \beta, b = c/s$ $p_{media} = \frac{MR}{S\sqrt{1-b^2}}$
Masa	$m_c = (PV_c)/(RT_c)$ $m_k = (PV_k)/(RT_k)$ $m_r = (PV_r)/(RT_r)$ $m_h = (PV_h)/(RT_h)$ $m_e = (PV_e)/(RT_e)$	$M = \frac{p}{R} \left[\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right]$
Acumulación de Masa	$dm_c = (PdV_c + V_c dP/\gamma) / (R T_{ck})$ $dm_e = (PdV_e + V_e dP/\gamma) / (R T_{hr})$ $dm_k = m_k d p/p$ $dm_r = m_r d p/p$ $dm_h = m_h d p/p$	

Tabla 10. (Continuación).

Flujo másico	$mck = -dmc$ $mkr = mck - dm_k$ $mhe = dme$ $mrh = mhe + dmh$	-
Condición de temperatura	<p>Si $m_{ck} > 0$, entonces $T_{ck} = T_c$, si no se cumple, entonces $T_{ck} = T_k$</p> <p>Si $m_{he} > 0$, entonces $T_{he} = T_h$, si no se cumple, entonces $T_{he} = T_e$</p>	-
Temperatura	$dT_c = T_c \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right)$ $dT_e = T_e \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right)$	$T_c = cte$ $T_e = cte$ $T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)}$
Energía	$dQ_k = \frac{V_k dp C_v}{R} - C_p (T_{ck} m_{ck} - T_{kr} m_{kr})$ $dQ_r = \frac{V_r dp C_v}{R} - C_p (T_{kr} m_{kr} - T_{rh} m_{rh})$ $dQ_h = \frac{V_h dp C_v}{R} - C_p (T_{rh} m_{rh} - T_{rh} m_{he})$ $dW_e = p dV_e$ $dW_c = p dV_c$ $dW = dW_c + dW_e$ $W = W_c + W_e$	$Q_k = 0$ $Q_r = 0$ $Q_h = 0$ $W_c = Q_c$ $W_e = Q_e$ $W_c = \pi V_{swc} p_{media} \sin \frac{\beta(\sqrt{1-b^2} - 1)}{b}$ $W_e = \pi V_{swe} p_{media} \sin(\beta - a) \frac{(\sqrt{1-b^2} - 1)}{b}$ $W = W_c + W_e$

Fuente: Autores.

4.5 PERTURBACIONES EN EL FUNCIONAMIENTO

Para un buen funcionamiento del motor Stirling, se considera cumplir idealmente las siguientes asunciones, para obtener una alta eficiencia en el motor.

- Se garantiza un alto delta de temperatura entre los dos focos.
- Se asegura en cada zona una temperatura constante durante el ciclo.
- El proceso del ciclo es reversible.
- Se garantiza buena eficiencia del regenerador.
- La transferencia de calor es óptima en cada zona característica.
- No se presenta fugas del gas de trabajo en el motor.
- No se presente volúmenes muertos dentro del motor.
- No se presentan pérdidas mecánicas por fricción.

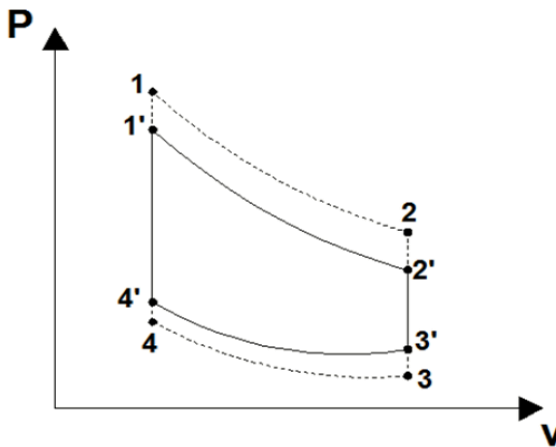
4.5.1 Efectos de transferencia de calor en el motor³.

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 que todo el gas se encuentre a la misma temperatura.

El área 1 – 2 – 3 – 4 del 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 trabajo como se observa en el proceso 1' – 2'. De igual manera la transferencia de calor incompleta en el lado frío causa un incremento en la temperatura de enfriamiento, por lo que se requiere un mayor trabajo para comprimir al fluido de trabajo tal como se observa 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 38.

³ Enríquez Luis; Guadalupe Jorge, Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica, P. 14-15.

Figura 38. Efectos imperfectos de la transferencia de calor



Fuente: Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica.

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.

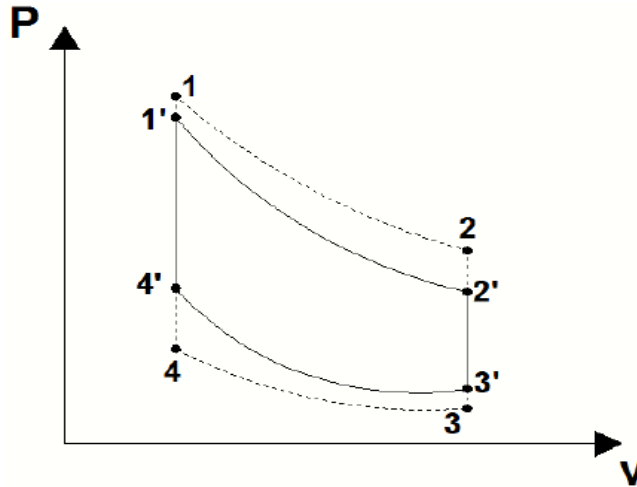
4.5.2 Efecto de fugas del fluido de trabajo⁴.

Uno de los requerimientos esenciales para alcanzar las 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 de 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 39. 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

⁴ Enríquez Luis; Guadalupe Jorge, Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica, P. 18.

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

Figura 39. Efectos de fugas del fluido de trabajo



Fuente: Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica.

4.5.3 Efecto de los espacios muertos⁵.

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.

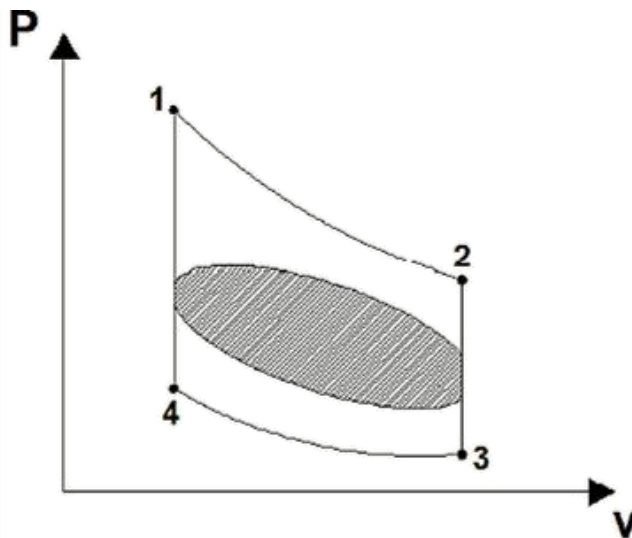
Dentro del ciclo ideal se asume que el aire frío y caliente ocupan todo el espacio destinado a ellos; pero, en realidad esto no se puede lograr. En la fase caliente del ciclo, parte de aire frío estará en lado caliente, lo que ocasionara una pérdida de presión global. Se debe reducir al mínimo los espacios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

⁵ Enríquez Luis; Guadalupe Jorge, Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica, P. 19.

4.5.4 Efectos combinados⁶.

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 40. 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.

Figura 40. Efectos combinados



Fuente: Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica.

4.6 TEORÍA DE SCHMIDT PARA MOTORES STIRLING

Un método de cálculo isotérmico simple es la teoría de Schmidt para motores Stirling. Es muy útil durante el desarrollo del motor Stirling, su teoría se basa en la expansión isotérmica y compresión de un gas ideal.

⁶ Enríquez Luis; Guadalupe Jorge, Diseño y construcción de un motor Stirling para el laboratorio de Termodinámica, P. 20.

4.6.1 Análisis de la teoría Schmidt⁷.

Para el análisis del motor Stirling se considera por el método de Schmidt un cálculo rápido del volumen del motor mediante el uso de la geometría interna. Utilizando la ecuación de gas ideal y condiciones iniciales se determinan parámetros como: el volumen, la masa del gas de trabajo y la temperatura, se calcula la presión de trabajo. En cuanto al rendimiento del motor este se puede calcular mediante el diagrama P-V.

$$PV = mRT \quad (4.68)$$

La teoría de Schmidt propone como hipótesis las siguientes consideraciones:

- a. No hay pérdida de presión en los intercambiadores de calor y no hay diferencias de presión interna.
- b. El proceso de expansión y el proceso de compresión son isotérmicos.
- c. El gas de trabajo se considera como un gas ideal.
- d. Hay regeneración perfecta.
- e. El espacio muerto de expansión se mantiene a la temperatura del gas de expansión T_E , y el espacio muerto de compresión se mantiene a la temperatura del gas de compresión T_C durante el ciclo.
- f. La temperatura del gas en el regenerador es un promedio de la temperatura del gas de expansión T_E y la temperatura del gas de compresión T_C .
- g. El espacio de expansión es V_E y el espacio de compresión es V_C y cambia de acuerdo a las curvas sinusoidales.

El método de Schmidt utiliza una simbología para llevar el cálculo isotérmico, ver tabla 11.

⁷Se encuentra disponible en internet:
<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/schmidt/schmidt.htm>

Tabla 11. Simbología por el método Schmidt para Motor Stirling

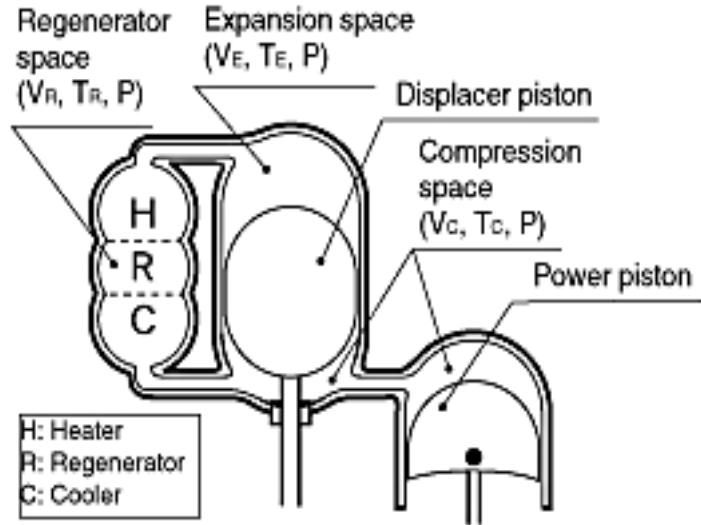
PARÁMETRO	SÍMBOLO	UNIDAD
Presión del motor	P	Pa
Volumen barrido de la zona de expansión	V_{SE}	m^3
Volumen barrido de la zona de compresión	V_{SC}	m^3
Volumen muerto de la zona de expansión	V_{DE}	m^3
Volumen del regenerador	V_R	m^3
Volumen muerto de la zona de compresión	V_{DC}	m^3
Volumen actual de la zona caliente	V_E	m^3
Volumen actual de la zona fría	V_C	m^3
Volumen actual total	V	m^3
Masa total del fluido de trabajo	m	Kg
Constante de los gases	R	J/Kg*K
Temperatura del gas en la zona caliente	T_H	K
Temperatura del gas en la zona fría	T_L	K
Temperatura del gas en el regenerador	T_R	K
Ángulo de fase	dx	deg
Relación de temperatura	t	
Relación de volúmenes barridos	v	
Relación de volúmenes muertos	X	
Velocidad del motor	n	Hz
Trabajo de expansión por ciclo	W_E	J
Trabajo de compresión por ciclo	W_C	J
Trabajo total por ciclo	W_i	J
Potencia de expansión	L_E	W
Potencia de compresión	L_C	W
Potencia por ciclo	L_i	W
Eficiencia	e	

Fuente: <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/schmidt/schmidt.htm>.

4.6.2 Ecuaciones de Schmidt para motor Stirling tipo Gamma.

El modelo de cálculo de un motor tipo gamma Stirling por el método Schmidt se verá a continuación en la figura 41.

Figura 41. Modelo Stirling tipo Gamma



Fuente: <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/schmidt/schmidt.htm>.

Para determinar los volúmenes actuales del cilindro en la expansión V_E y compresión V_C estos dependen del ángulo del cigüeñal, según la fase a la cual este configurado, básicamente el motor Stirling tipo Gamma maneja un ángulo de 90° , también depende del volumen de expansión dado por el pistón de desplazamiento V_{SE} y el volumen de expansión muerto V_{DE} .

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos(x)) + V_{DE} \quad (4.69)$$

El volumen de compresión actual V_C , con el volumen de desplazamiento del pistón de compresión V_{SC} , un volumen muerto de compresión V_{DC} y un ángulo de fase dx , entre el pistón desplazador y el pistón de potencia.

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos(x)) + \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos(x - dx)) + V_{DC} \quad (4.70)$$

El volumen actual total V_T se describe en la siguiente ecuación.

$$V_T = V_E + V_R + V_C \quad (4.71)$$

Tomando las tres primeras suposiciones de hipótesis planteadas anteriormente i, ii e iii, se tiende a calcular la masa total en el motor $-m$, usando la ley de los gases ideales.

$$m = \frac{P * V_E}{R * T_E} + \frac{P * V_R}{R * T_R} + \frac{P * V_C}{R * T_C} \quad (4.72)$$

4.6.3 Trabajo por ciclo, potencia y rendimiento.

La potencia de expansión L_E , la potencia de compresión L_C , y la potencia por ciclo del motor L_i , se definen en las ecuaciones siguientes.

$$L_E = W_E * n \quad (4.73)$$

$$L_C = W_C * n \quad (4.74)$$

$$L_i = W * n \quad (4.75)$$

El trabajo de expansión por ciclo W_E , significa una entrada de calor desde una fuente de caliente para el motor. El trabajo de compresión por ciclo W_C , significa un rechazo de calor del motor al aire. A continuación, la eficiencia térmica del motor η .

$$\eta = \frac{W_i}{W_E} = 1 - t \quad (4.76)$$

Esta eficiencia del motor Stirling es igual a la del ciclo Carnot que es la más alta eficiencia en cada motor térmico.

4.5.4 Número de Beale.

Número Beale⁸ $-Bn$, se caracteriza por ser un parámetro del motor Stirling en el diseño para estimar la potencia de salida en el motor. Con esto se da una facilidad para determinar la salida de potencia del eje.

$$Bn = \frac{Ls}{PVf} \quad (4.77)$$

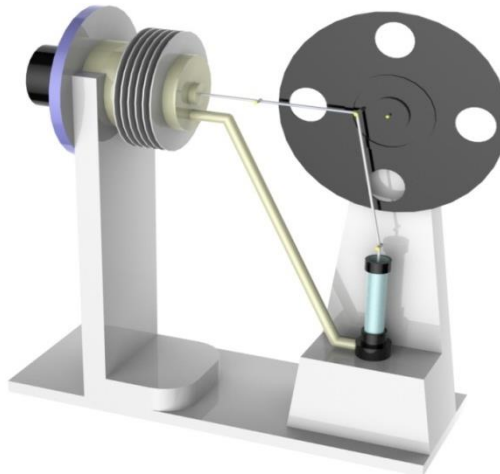
⁸ Se encuentra en internet: <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/english/beale.htm>

La potencia en el eje $L_s(W)$, la presión media de los gases $P(\text{Pa})$, el volumen de barrido en el pistón de expansión $V(m^3)$, y la frecuencia del motor $f(\text{Hz})$. Se considera para los motores Stirling un rango del número de Beale, entre 0,11 (para rendimiento normal) hasta 0,015 (para rendimiento alto), esto depende en gran parte por el diferencial de temperatura al cual el motor se encuentra trabajando.

5. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR STIRLING GAMMA

Diseño, cálculo, construcción y descripción de las partes, representan un protocolo de diseño adecuado para realizar el motor Stirling tipo Gamma UIS. En este capítulo, se presenta el análisis para el desarrollo del motor que cumpla con los requerimientos necesarios para satisfacer el objetivo de 10 vatios de potencia de salida obtenida por el funcionamiento del motor Stirling tipo Gamma, en base a esto se propone un torque necesario para este fin. Partimos de la experiencia que nos dejó la construcción de un primer prototipo empírico de un motor Stirling tipo alfa para el laboratorio de sistemas térmicos, ver figura 42.

Figura 42. Modelo de prototipo Stirling tipo Alfa



Fuente: Autores.

5.1 DISEÑO GEOMETRICO Y SELECCIÓN DE MATERIALES

Este prototipo ayudo en muchos aspectos a la hora de diseñar el Motor Stirling definitivo. En el funcionamiento del primer modelo, se observó que la velocidad de giro a la cual operaba era entre 150 y 200 rpm, y en base a la investigación de otros diseños existentes se llegó a la conclusión: los motores Stirling de baja diferencia de temperatura ΔT tienen una característica de operación a bajas RPM.

Con esto en mente se propuso unos requerimientos iniciales como punto de partida para conocer los diferentes parámetros a tener en cuenta:

- Se pretende producir una potencia de 10 vatios (0.0134 HP).
- Se da una aproximación de velocidad para el motor de 180 rpm.

Con estos datos se tiene una idea de cuánto será el torque necesario como pauta para realizar el diseño geométrico del motor. Para ello se dispone un funcionamiento de giro del mecanismo de RPM = 180 rev/min, teniendo:

$$F = \frac{RPM}{60} \quad (5.1)$$

$$F = 3 \text{ Hz}$$

La velocidad angular en rad/seg,

$$W = 2\pi F \quad (5.2)$$

$$W = 18.84 \text{ rad/seg}$$

Entonces para una potencia P = 10 vatios y W = 18.84 rad/seg, tenemos:

$$T = \frac{P}{W} \quad (5.3)$$

$$T = 10/18.84 = 0.53 \text{ N} - \text{m} \text{ (torque requerido en el eje)}$$

El diseño preliminar se resume en la tabla 12.

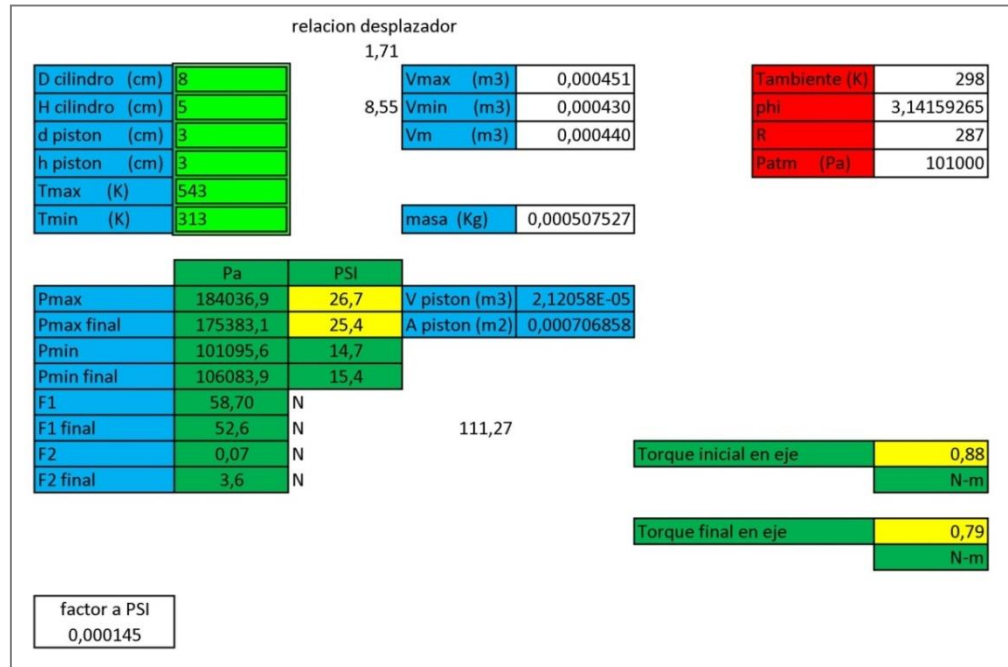
Tabla 12. Diseño preliminar

MOTOR STIRLING 10 W			
Parámetro		Valor	Unidad
Revoluciones por minuto	RPM	180	rev/min
Frecuencia	F	3	Hz
Velocidad angular	w	18.84	rad/seg
Torque requerido en el eje	T	0.53	N-m

Fuente: Autores.

Con este valor de torque necesario se realizó un breve programa en Excel para predecir el comportamiento geométrico del motor, ver figura 43.

Figura 43. Modelo Stirling para calcular el torque en Excel.



Fuente: Autores.

Este archivo contempla las ecuaciones del gas ideal:

$$PV = mRT \quad (5.4)$$

$$P = \frac{F}{A} \quad (5.5)$$

$$T = F \cdot d \quad (5.6)$$

Se buscó que el torque fuera lo más constante posible para evitar fluctuaciones en el funcionamiento, llegando a encontrar una geometría que se ajustara al torque requerido de 0.53 N-m, sin embargo, la teoría demostró un valor superior al valor del torque inicial y final, además pensando en una manufactura económica se procede a realizar cambios geométricos redondeando a valores enteros, debido a esto las dimensiones se ajustaron a los requerimientos teóricos.

Partiendo de unas condiciones de trabajo del motor Stirling para las cámaras del foco caliente y frío expuestas a determinada temperatura, se asume una temperatura tentativa para la conservación de las propiedades físicas del teflón, de 270°C (543 K) en la cámara caliente y 40°C (313 K) en la cámara fría, esto presenta una diferencia de temperatura de 230°C (503 K).

$$\Delta T = T_{max} - T_{min} \quad (5.7)$$

$$\Delta T = 270^{\circ}\text{C} - 40^{\circ}\text{C} = 230^{\circ}\text{C}$$

Los valores de torque de salida obtenidos por los cálculos del motor Stirling son los siguientes:

- Torque inicial en el eje es de 0.88 N-m.
- Torque final en el eje es de 0.79 N-m.

Para obtener éstos torques, la teoría nos sugiere una determinada geometría para la elaboración del motor. Ver tabla 13.

Tabla 13. Dimensiones teóricas para el motor Stirling.

Parámetro	Valor	Unidad
D cilindro	8	cm
H cilindro	5	cm
d pistón	3	cm
h pistón	3	cm
Temperatura máxima	543	K
Temperatura mínima	313	K

Fuente: Autores.

5.1.1 Cilindro motor aleateado.

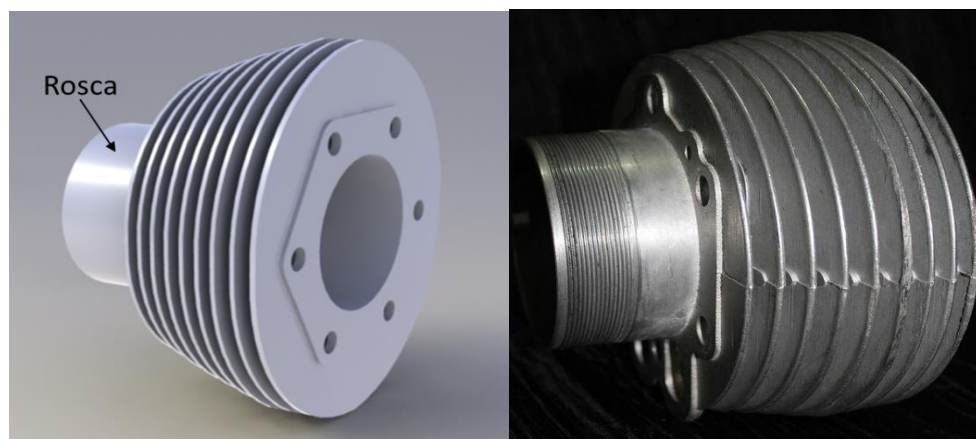
Lo siguiente a pensar fue, que material sería el adecuado para elaborar las partes de este motor. Debido a la experiencia del primer modelo del motor Stirling realizado para el laboratorio de sistemas térmicos, se decidió a comenzar por la

pieza más crítica, la cual era la zona fría, esta debía tener aletas de refrigeración y preferiblemente ser de un material que disipara rápidamente el calor para asegurar una temperatura baja a pesar de tener un fluido con alta temperatura en su interior.

Entonces luego de analizar complejidades de fabricación y costos, se prefirió por buscar en el mercado una pieza que se ajustara lo más cerca posible a nuestra geometría.

Después de una búsqueda intensa se encontró una pieza conocida como camisa del pistón de una motocicleta marca GUZZI de 1000 cc (ver figura 44), esta pieza cumple favorablemente los dos principales requerimientos, ser de aluminio y que ya tuviera las aletas disipadoras de calor además de tener un diámetro muy cercano al buscado.

Figura 44. Cilindro motor aleteado en aluminio



Fuente: Autores.

Esta pieza fue nuestro punto de partida, debido a que se ajusta mucho a la geometría requerida, la cual contemplaba un diámetro de camisa de 80 mm, mientras la pieza presenta 83 mm de diámetro. Esta se considera la primera parte del motor, y lo más importante es que ya se encontraban las aletas refrigeradoras

en este cilindro evitando ahorro tiempo y dinero. Esta pieza es de aluminio, su función principal es mantener alojado el fluido de trabajo ya sea aire o helio a una temperatura mucho menor en la cámara fría.

En cuanto el ajuste del cilindro, el presenta 6 orificios por donde pasan los pernos que la ajustan al bloque del motor de la moto GUZZI, sin embargo presentan las mismas cualidades geométricas para diseñar las piezas a continuación. Para ello fue necesaria la elaboración de una rosca milimétrica en uno de sus extremos con el fin de tener un mecanismo de sujeción de nuestro foco caliente evitando fugas por el gas de trabajo contenido en el interior del motor. La rosca milimétrica garantiza la unión entre ambas piezas, como también la separación para realizar limpieza entre los filos de los dientes y el interior del cilindro.

En este punto lo único presente es la zona que sería el foco frío, partiendo de la necesidad de acoplar a esta misma pieza, el foco caliente y sellarla para llegar a un recipiente que contuviera una presión máxima de 12.7 PSI, según los datos del análisis presentes en Excel.

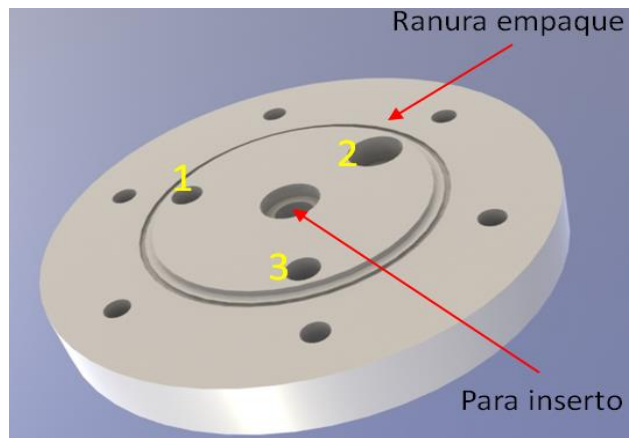
5.1.2Tapa de la cámara fría.

La tapa de la cámara fría se elaboró en aluminio, su función es servir como tapa para el cilindro aleteado en la cámara fría, además en ella irán sujetos los siguientes elementos:

1. Agujero roscado para instalación de manómetro de pedestal.
2. Orificio hacia la cámara de compresión, donde se encuentra la camisa del pistón de potencia.
3. Agujero para instalación de válvula de aire.

Estos agujeros y orificios se ven a continuación en la figura 45, como también el espacio para el inserto de teflón y la ranura de empaque para tener un sello con las dos piezas en contacto.

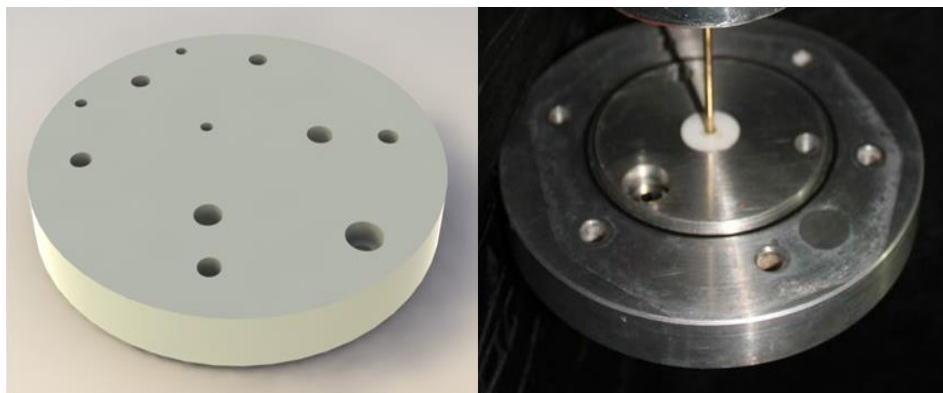
Figura 45. Disposición de agujeros en la tapa de la cámara fría de aluminio



Fuente: Autores.

Estos elementos garantizan una perfecta hermetización en la cara que da a la pieza de motor. Se instaló un O-ring o empaque de caucho, de manera que cuando se ajuste con los pernos sellen estas dos caras evitando fugas. También presenta un mecanizado hueco en el centro de la tapa, para insertar un pequeño cilindro de teflón mecanizado con la misma geometría para la tapa, ver figura 46.

Figura 46. Tapa de la cámara fría



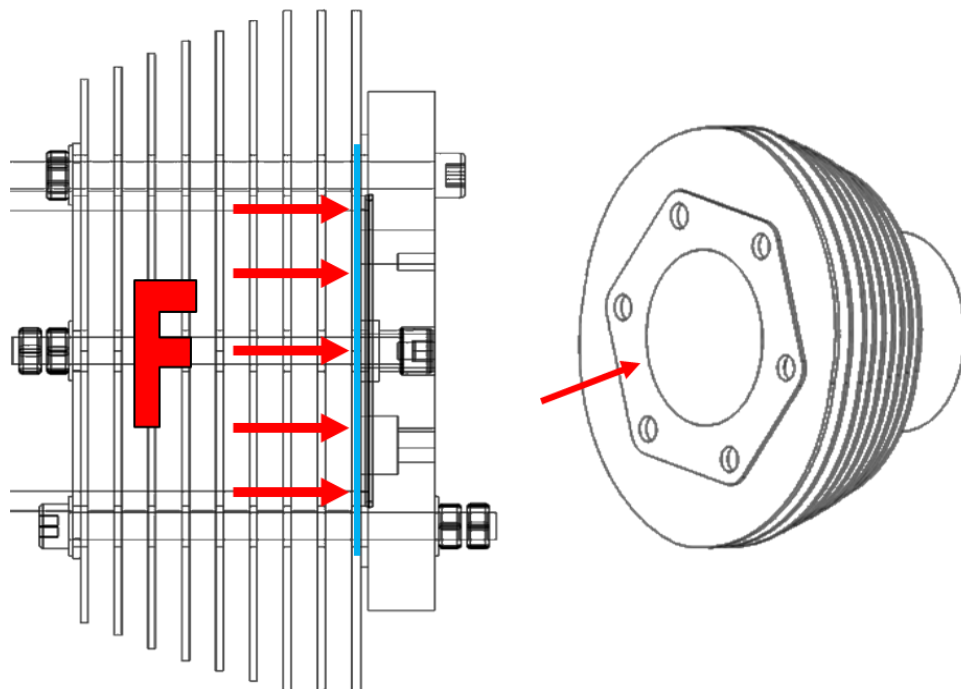
Fuente: Autores.

El inserto de teflón es adecuado por tener un coeficiente de fricción bajo y realizar sellado en el momento de operación del motor Stirling para el fluido de trabajo.

Se presentan otros agujeros que hacen parte de la tapa de aluminio, ellos son 6 agujeros coincidentes con la pieza de aluminio anteriormente vista, y en estos irán los pernos de ajuste de esta tapa.

Para garantizar que esta tapa no se despegue con la presión, se calcularon los pernos de ajuste, en base a la máxima presión que se puede dar en el proceso de expansión, el cual es de 12,7 Psi (0.085 MPa), entonces esto se transforma en una fuerza que tiende a despegar esta tapa, como se ve en la figura 47.

Figura 47. Fuerza aplicada por la presión del gas en la tapa de la cámara.



Fuente: Autores.

$$F = P.A \quad (5.8)$$

$$F = (0.085 \text{ Mpa})(\pi * 41.5\text{mm}^2)$$

$$F = 459.9 \text{ N}$$

$$F_{\text{perno}} = \frac{F}{N_{\text{pernos}}} \quad (5.9)$$

$$F_{\text{perno}} = \frac{459.9}{6} = 76.65 \text{ N}$$

Aprovechando la geometría de la pieza de aluminio, la cual presenta los 6 agujeros de 10 mm de diámetro, se dispone a seleccionar el perno que cumpla con lo requerido, ver figura 48. El perno que se ajusta, es el M8 y se verifica en base a los cálculos anteriores.

Figura 48. Perno



Fuente: Autores.

En este caso el perno estará soportando una fuerza axial estática, y por motivos de mantenimiento se considera que estas piezas serán desmontables. Para realizar la selección adecuada del perno basado en las especificaciones del proveedor, este perno corresponde al grado METRICO 12.9 de M1.6 a M36 (mm), como se ve en la tabla 14.

Tabla 14. Especificaciones para pernos métricos de acero

Clase	Intervalo de tamaños (inclusive) (mm)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (MPa)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (MPa)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (MPa)	Características del acero
4.6	M5-M36	225	240	400	Medio o bajo carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Medio o bajo carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	Medio o bajo carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	Medio o bajo carbono, templado y revenido
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Medio o bajo carbono, templado y revenido
10.9	M5-M36	830	940	1040	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220	De aleación, templado y revenido

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Edición – Robert L. Mott.

$$S_i = 0.75 S_p \quad (5.10)$$

$$S_i = (0.75)(970MPa) = 727.5 MPa$$

$$A_t = \frac{F_{perno}}{S_i} \quad (5.11)$$

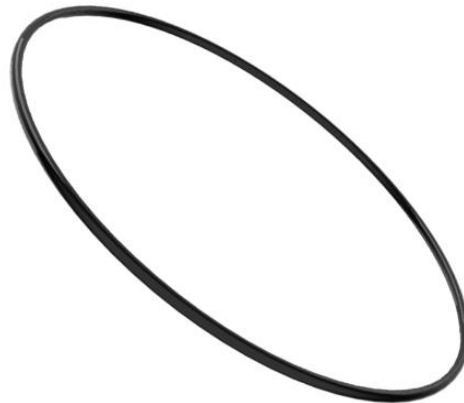
$$A_t = \frac{76.65 N}{727.5 MPa} = 0.11 mm^2$$

Esto nos da un diámetro de perno de $D = 0.36$ mm, mucho menor que el que establecimos de $D = 8$ mm, entonces tenemos una sobredimensión, sin embargo se debe seleccionar estos pernos porque los agujeros nos obligan geoméricamente a utilizarlos.

5.1.3 Empaque de caucho.

El empaque de caucho es conocido comúnmente como O-ring, ver figura 49. Este elemento se instala en la ranura elaborada en la tapa de aluminio, y su función se completa cuando es presionada contra la otra cara de la pieza de aluminio, creando un sello perfecto entre ambas caras.

Figura 49.O-ring tapa de aluminio

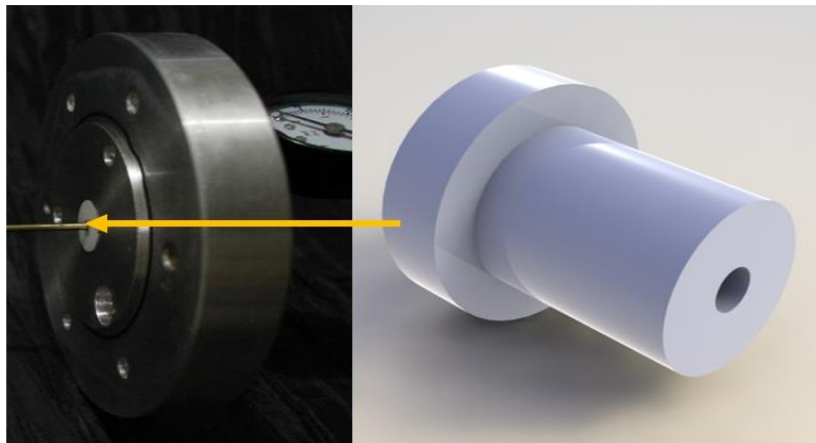


Fuente: Autores.

5.1.4 Inserto buje en teflón.

Este elemento es el encargado de reducir la fricción correspondiente que existe en el vástago del desplazador cuando se efectúe el movimiento, ya que presenta buenas propiedades de baja fricción al trabajar con este material, ver anexo D y figura 50.

Figura 50.Inserto de teflón



Fuente: Autores.

5.1.5 Tapa tuerca tapa foco caliente.

Este elemento fue elaborado en acero 1020, debido a que su coeficiente de dilatación térmica es menor que el del aluminio, por lo tanto cuando el motor se encuentre en funcionamiento tomara un temperatura gradualmente elevada con respecto al tiempo, esto se debe a la proximidad con el foco caliente.

Una vez finalizado el mecanizado de la pieza se niquelo, quedando con superficie espejo, con el objetivo de evitar que la pieza no tuviera oportunidad de absorber calor por radiación del foco caliente el cual estaría muy cerca de ella, y de esta forma contribuir para que la cámara fría presente más libertad de estar a una temperatura baja. Esta pieza se le maquina un alojamiento para la instalación de un empaque de silicona exterior y otro interior, ver figura 51. Y por ser una pieza

roscada se considera que se acoplara perfectamente a la pieza de aluminio y no tendrá problemas de falla por presión.

Figura 51.Tapa tuerca con los alojamientos de empaque de silicona

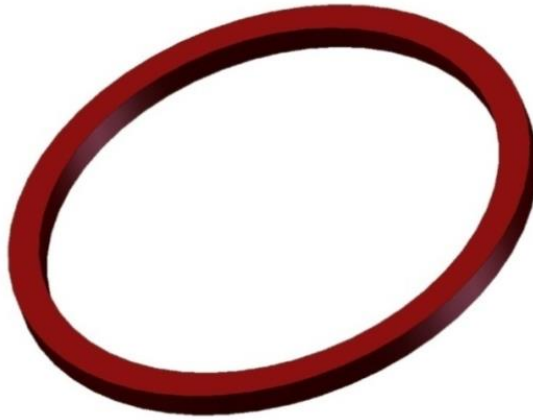


Fuente: Autores.

5.1.6 Empaque de silicona roja.

Este empaque se elaboró de silicona roja con 0,5 cm de espesor, el cual resiste una temperatura de 343 °C, ver figura 52. El empaque exterior es un elemento importante, permite el sello de la cámara caliente con el resto de elementos y al estar en contacto directo con el foco caliente y la tapa tuerca no permite que el calor se transmita de una zona de alta temperatura hacia una de menor, esto se presenta por ser de un material con baja conductividad térmica apropiado para su uso. El empaque interior cumple con la función de sellar las fugas que se presenta por la rosca milimétrica de la tuerca tapa y el cilindro.

Figura 52.Inserto de teflón



Fuente: Autores.

5.1.7 Foco caliente.

Este elemento se encontró disponible en el mercado, es simplemente un embutido de aluminio de 0.7 mm de espesor, ideal para el propósito de transferir calor al aire por convección desde el exterior hacia el interior del motor de una manera más rápida de transferencia. El embutido de aluminio se pintó de negro mate con aerosol (High Heat) de alta temperatura, el cual posee una temperatura máxima de operación de 648°C con el objeto de mejorar la absorción térmica, ver figura 53.

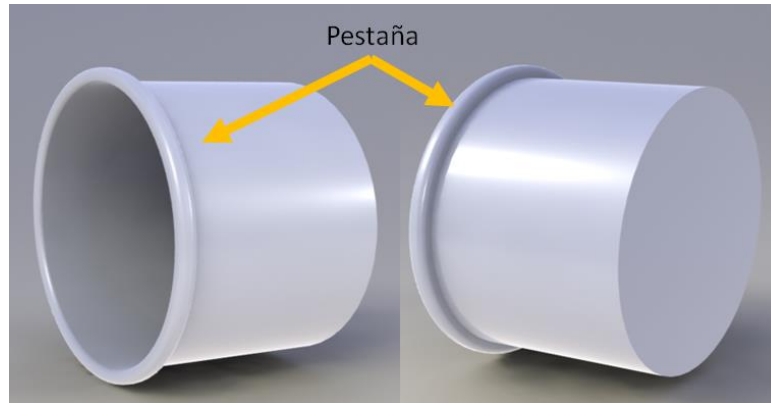
Figura 53.Aerosol Negro High Heat



Fuente: Autores.

Este elemento estará sometido a una temperatura de máxima de 340 °C. Se destaca su pestaña, la cual fue utilizada como elemento de sujeción con una de las bridas de teflón, ver figura 54.

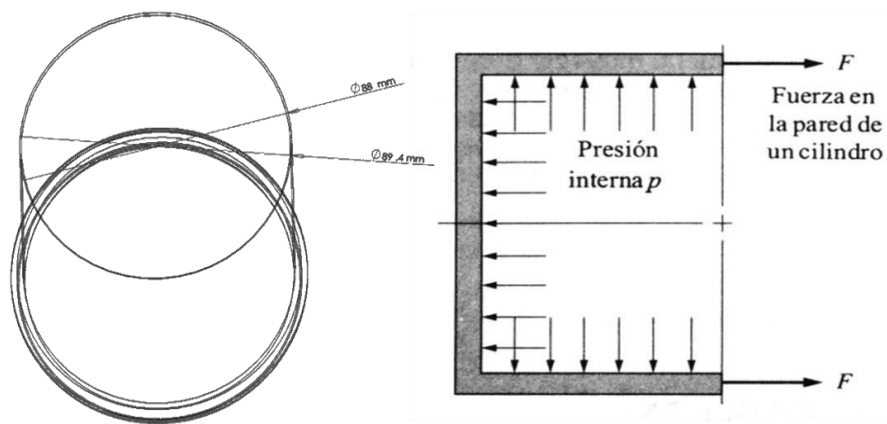
Figura 54.Embutido de aluminio



Fuente: Autores.

La pieza empieza a formar parte de todo el recipiente que estará a presión, por lo tanto se calculó si podría soportar esta presión o no. Para un cálculo más sencillo el recipiente se considera como un cilindro de pared delgada, con esto se tendría un esfuerzo longitudinal y un esfuerzo tangencial o anular, ver figura 55.

Figura 55.Esquema de presión interna en la pieza de embutido de aluminio



Fuente: Autores.

$$D_m = 88.7 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{PD_m}{4t} \quad (5.12)$$

$$\sigma = \frac{(12.7 \text{ PSI})(88.7 \text{ mm})}{4 (0.7 \text{ mm})}$$

$$\sigma = 402.3 \text{ PSI (esfuerzo longitudinal)}$$

$$\sigma = \frac{PD_m}{2t} \quad (5.13)$$

$$\sigma = 804.6 \text{ PSI (esfuerzo anular)}$$

La resistencia a la cedencia del aluminio es:

$$S_u = 15000 \text{ PSI}$$

La resistencia última del aluminio es:

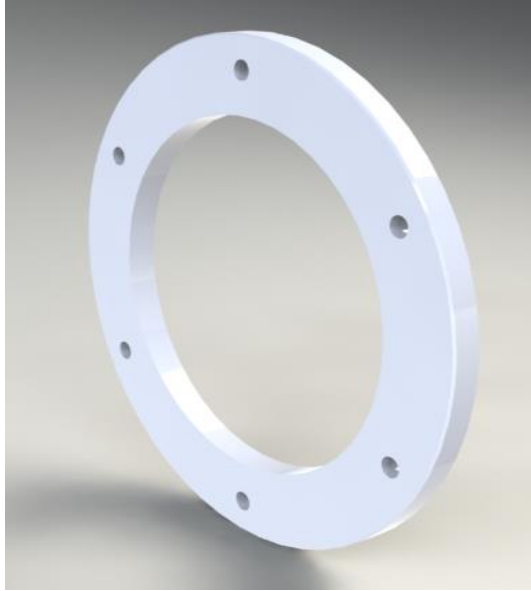
$$S_u = 16000 \text{ PSI}$$

Esto demuestra que no fallara por exceso de presión y está muy por debajo de alguna amenaza de estallido. Según las propiedades mecánicas este material las conserva hasta los 623 °C, por lo tanto se espera que trabaje bien a 300 °C, ya que ha esta temperatura se mantendrá el foco caliente.

5.1.8 Brida de teflón.

Las bridas son muy importantes para el aislamiento térmico y para la sujeción mecánica del foco caliente al cuerpo del motor, ver figura 56. El material del cual se componen presenta buenas propiedades físicas y debido a su gran resistencia térmica este elemento soporta temperaturas de operación no continua de hasta 260 °C y con intervalos de 340 °C, por lo anterior la transferencia de calor por conducción se reduce drásticamente, sin perder la fuerza mecánica ejercida por 6 pernos que permiten oprimir el empaque de silicona rojo para su sello hermético en la zona caliente.

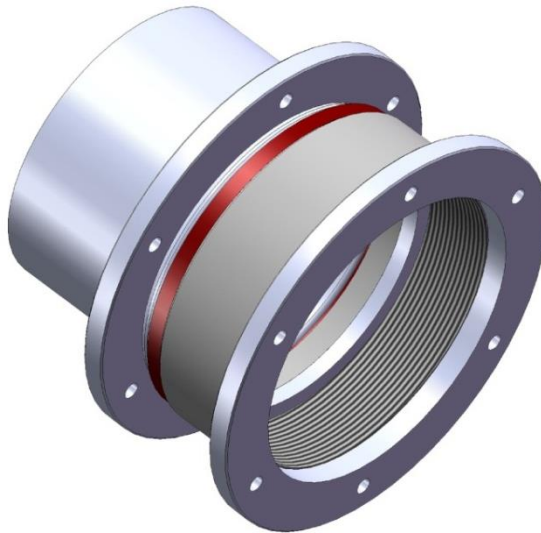
Figura 56.Brida de teflón



Fuente: Autores.

Se procede a montar las dos bridas con el empaque y la tuerca para tener una buena unión en el momento del sellado, como se ve en la figura 57.

Figura 57.Ensamble de las bridas de teflón para la pieza del foco caliente



Fuente: Autores.

Para garantizar un sello perfecto es necesario sujetar y dar un apriete a las dos bridas de teflón para generar una deformación en el empaque de silicona, de tal manera que no queden fugas, además cuando se someta a temperatura este elemento, este empaque se dilatara, obteniendo más sello en este punto.

Este empaque se clasifica como sello estático, y se recomienda que en su instalación se deforme de un 20% a 25%, para que pueda cumplir con su función de sello.

Las propiedades del empaque utilizado, como caucho de silicona se ven a continuación (ver tabla 15):

- Material atoxico.
- Excelentes propiedades térmicas y mecánicas.
- Aislante.
- Antiadherente.

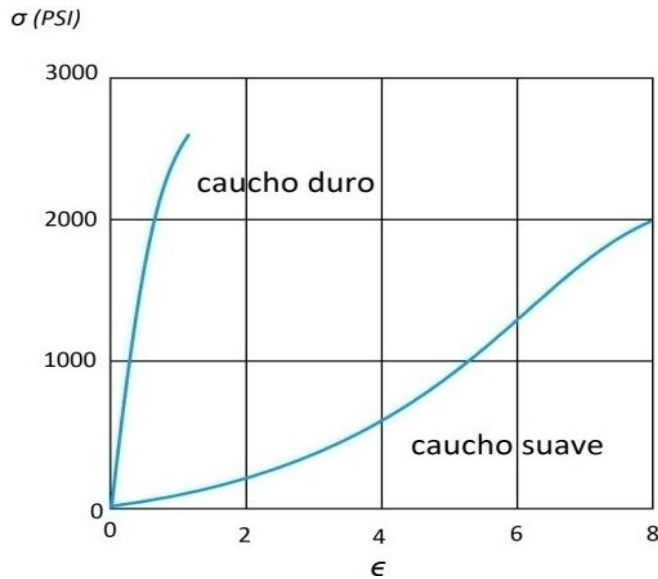
Tabla 15.Propiedades del empaque de silicona roja

PROPIEDADES	VALOR	UNIDAD
Densidad	1,19	gr/cm ³
Dureza	68	° Sh A.
Resistencia a la tracción	9	Mpa
Alargamiento	305	%
Resistencia al desgarró	19	KN/m
Contracción	3,6	%
Resistencia a la llama	M1	-
Temperatura de uso	- 60 hasta + 250	°C

Fuente: www.corneplas.com/silicona.php

Según las propiedades del empaque se encuentran en el límite de los cauchos suaves, obteniendo curvas de esfuerzo-deformación, ver figura 58.

Figura 58. Esfuerzo contra deformación del caucho



Fuente: Mecánica de Materiales Escrito por James M. Gere, Barry Goodno.

Notamos que para conseguir una deformación del 25% es necesario aplicar un esfuerzo de compresión cercano a 200 psi (1.35 MPa), pero debemos tener en cuenta que se producirá un esfuerzo de compresión adicional debido al incremento de temperatura, entonces para garantizar que el empaque no se deformara más de lo recomendado, primero calcularemos este esfuerzo y se lo restaremos a los 200 psi.

$$\sigma = E\alpha(\Delta t) \quad (5.14)$$

$E = 1000 \text{ PSI}$ (modulo de elasticidad)

$\alpha = 7.7 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ (coeficiente de dilatación térmica)

$\Delta t = 275 \text{ }^\circ\text{C}$ (incremento de temperatura)

$$\sigma = 21.17 \text{ PSI}$$

Entonces debemos conseguir un esfuerzo mecánico de:

$$\sigma = 200 - 21.17 \text{ [PSI]}$$

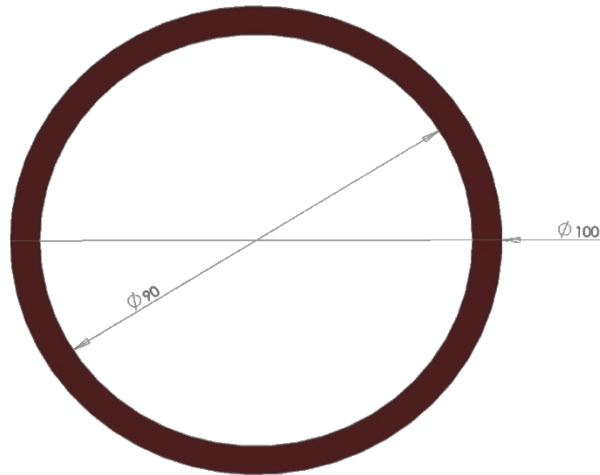
$$\sigma = 178.8 \text{ PSI (1.2Mpa)}$$

Como,

$$\sigma = \frac{\text{fuerza}}{\text{area}} \quad (5.15)$$

Los diámetros del empaque se ven en la figura 59.

Figura 59. Diámetros del empaque de silicona roja



Fuente: Autores.

$$D = 100 \text{ mm}$$

$$d = 90 \text{ mm}$$

El área del empaque es:

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (5.16)$$

$$A = 1506.8 \text{ mm}^2$$

$$\text{fuerza} = (1.2 \text{ Mpa})(1506.8 \text{ mm}^2)$$

$$\text{fuerza} = 1808.1 \text{ N}$$

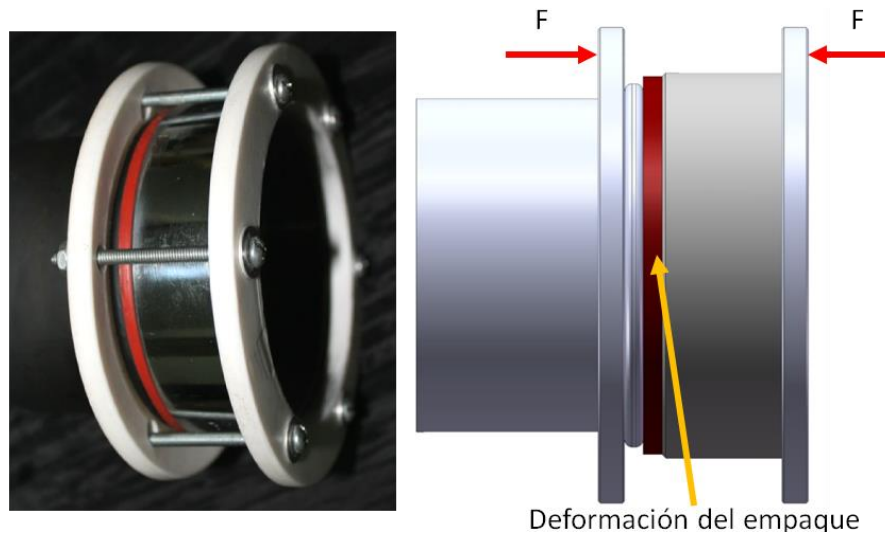
$$F_{\text{perno}} = \frac{\text{fuerza}}{6} \quad (5.17)$$

$$F_{\text{perno}} = \frac{1808.1}{6} \text{ N}$$

$$F_{\text{perno}} = 301.35 \text{ N}$$

Entonces la fuerza F necesaria que debería ejercer cada perno es de 301.35 N. El procedimiento para realizar el cálculo es el mismo utilizado por el cálculo de los pernos de la tapa de aluminio, se tuvo en cuenta el análisis para montar y desmontar la pieza, ver figura 60.

Figura 60. Fuerza del perno y deformación del empaque de silicona roja.



Fuente: Autores.

$$S_i = 0.75 S_p \quad (5.18)$$

$$S_i = (0.75)(225 \text{ MPa}) = 168.75 \text{ MPa}$$

$$A_t = \frac{F_{\text{perno}}}{S_i} \quad (5.19)$$

$$A_t = \frac{301.35 \text{ N}}{168.75 \text{ MPa}} = 1.78 \text{ mm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}} \quad (5.20)$$

$$D = 1.5 \text{ mm}$$

Sin embargo por requerimiento de los agujeros de las bridas se instalaron pernos de $D = 4 \text{ mm}$. Este mismo resultado, $fuerza = 1808.1 \text{ N}$, se usó para apretar la tapa roscada de acero 1020 a la pieza de aluminio mediante un Torcómetro, ver

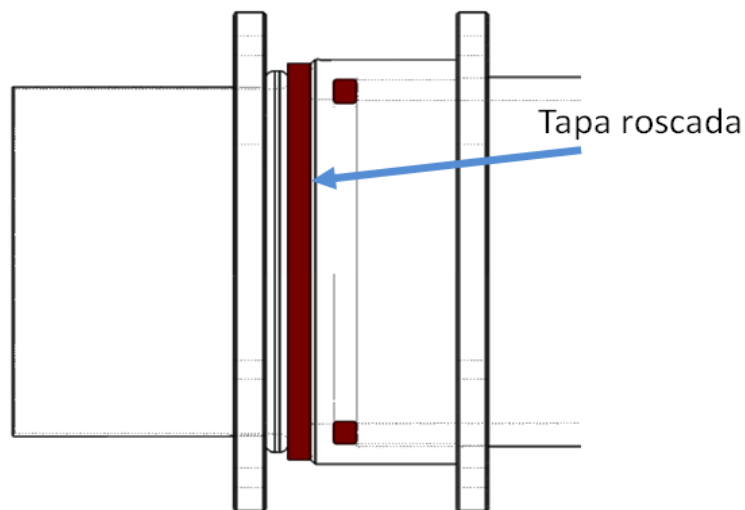
figura 61, y se aseguró que el empaque en el interior estuviera deformado para evitar fugas, generando sello y evitando contacto entre las piezas, ver figura 62.

Figura 61.Torcómetro



Fuente: Autores.

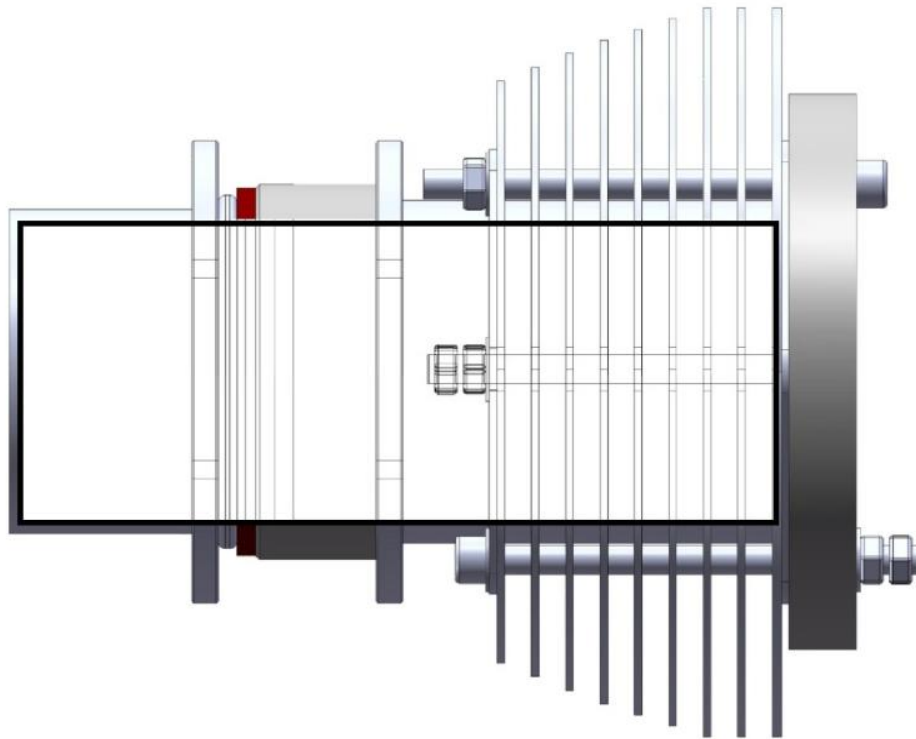
Figura 62.Esquema del empaque de silicona roja y la tapa roscada



Fuente: Autores.

En este punto se tiene lo siguiente: El comportamiento de esta unión de piezas es equivalente a un recipiente a presión, teniendo su punto crítico en el foco caliente, debido a su bajo espesor. Se podría considerar como la primera parte por donde fallaría, pero se evidencio según cálculos que resiste completamente ante estas condiciones de trabajo, ver figura 63.

Figura 63. Recipiente a presión en el interior del motor



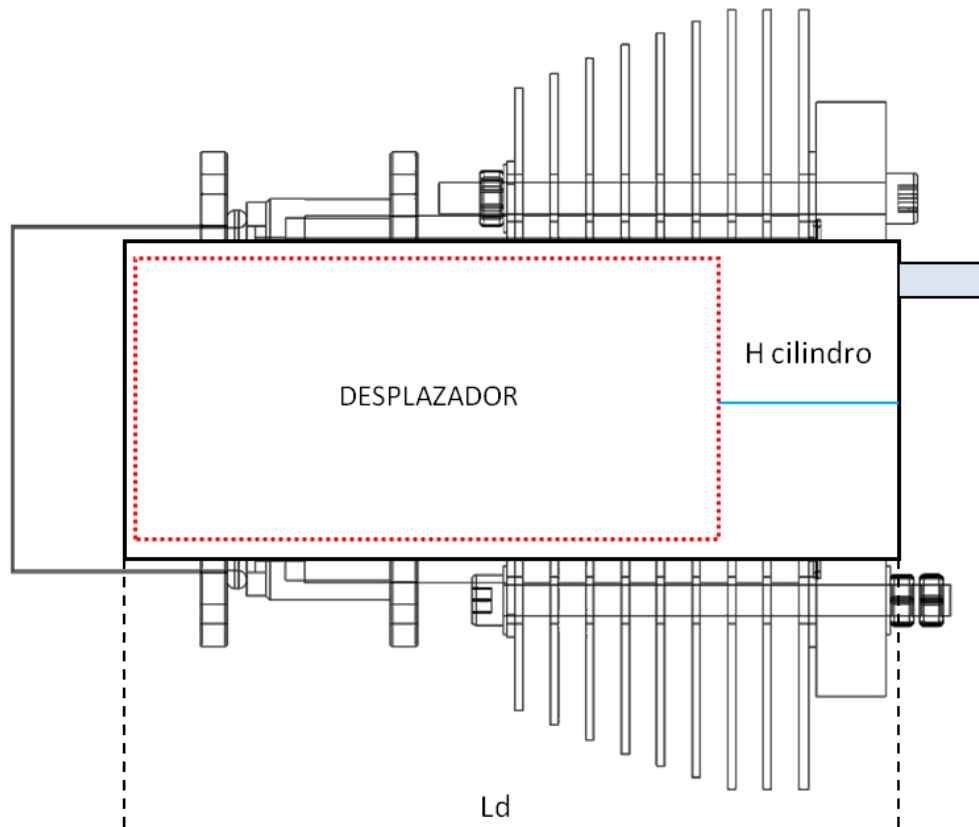
Fuente: Autores.

Después de tener físicamente el recipiente, se hicieron pruebas de presión, llevando a 60 psi con aire en su interior hasta 300 °C, los resultados obtenidos cumplieron con un sello hermético perfecto, manteniendo esta presión durante 72 horas sin cambio en el manómetro, se obtuvo un buen resultado del comportamiento para el recipiente de presión con el gas de trabajo contenido en él. El manómetro se instaló en la tapa del foco frío adecuada según su geometría.

5.1.9 Desplazador.

Según el cálculo del programa realizado en Excel, se obtiene una carrera del desplazador de 5 cm. En base a esta medida de longitud entre las dos cámaras, se presenta una pequeña solución para obtener la longitud del desplazador, ver figura 64.

Figura 64. Determinación de la carrera del desplazador



Fuente: Autores.

La longitud del desplazador se determina a continuación:

$$L_d = 195 \text{ mm}$$

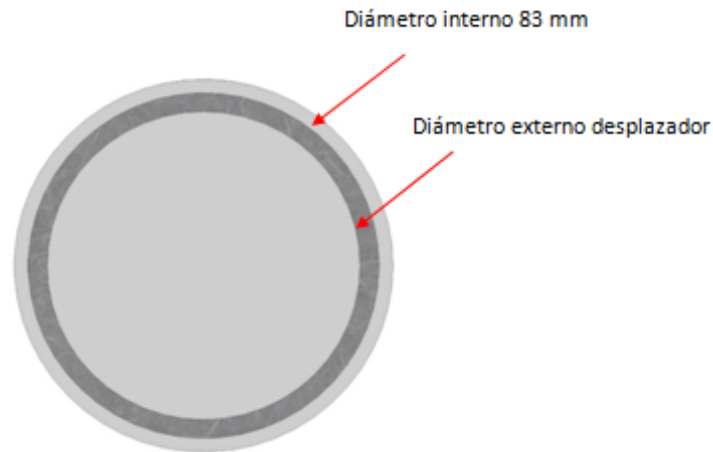
$$H_{cilindro} = 50 \text{ mm}$$

$$\text{longitud desplazador} = L_d - H_{cilindro} \quad (5.21)$$

$$\text{longitud desplazador} = 145 \text{ mm}$$

Para determinar el diámetro, se observa que en la tapa del foco frío se elaboró un agujero de 15 mm por donde entrara el aire al pistón de potencia, por lo tanto para que no ocurra una estrangulación del aire cuando pase del cilindro al pistón, es necesario que la holgura entre la pared interior del cilindro y la pared exterior del desplazador, me generen una tubería equivalente, ver figura 65.

Figura 65.Diámetro del desplazador



Fuente: Autores.

La sección de agujero:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (5.22)$$

$$A = 176.71 \text{ mm}^2$$

La sección equivalente:

$$Ae = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (5.23)$$

$$d = 81 \text{ mm}$$

Con el cálculo anterior se obtiene 81 mm de diámetro externo para el desplazador. Por ser de muy pequeña la longitud del recorrido del fluido, se desprecian las pérdidas por fricción, sin embargo se tuvo especial cuidado de que tanto la superficie interior del cilindro como la exterior del desplazador quedaran pulidas y brillantes para mejorar el transporte del gas.

El material utilizado fue lámina de aluminio por ser un material ligero pero resistente al calor; se procedió a calcular la resistencia al vacío del material por el método de recipiente sometido a presión externa, para estimar un espesor adecuado del desplazador. Sin embargo la norma ASME *Code for Pressure Vessels*, sección VIII, división 1, dice que el diseño y construcción de un

recipiente de acuerdo a los requisitos del código para presión interna y de uso bajo una presión externa de 15 lb/pulg^2 o menor, no necesita diseñarse de acuerdo a las normas para la condición de presión externa. Entonces la presión máxima a la que pudiera llegar el entorno del desplazador en caso de una obstrucción del sistema sería de 12.7 lb/pulg^2 , por lo tanto está bien utilizar la teoría de recipiente a presión interna para tener una idea de la resistencia de este desplazador.

El espesor de lámina de aluminio,

$$t = 0.5 \text{ mm}$$

El esfuerzo longitudinal es:

$$\sigma = \frac{PD_m}{4t} \quad (5.24)$$

$$\sigma_l = \frac{(12.7 \text{ PSI})(80.5 \text{ mm})}{4 (0.5 \text{ mm})} = 511.17 \text{ PSI (esfuerzo longitudinal)}$$

El esfuerzo anular es:

$$\sigma_a = \frac{PD_m}{2t} \quad (5.25)$$

$$\sigma_a = 1022.4 \text{ PSI (esfuerzo anular)}$$

La resistencia a la cedencia del aluminio es:

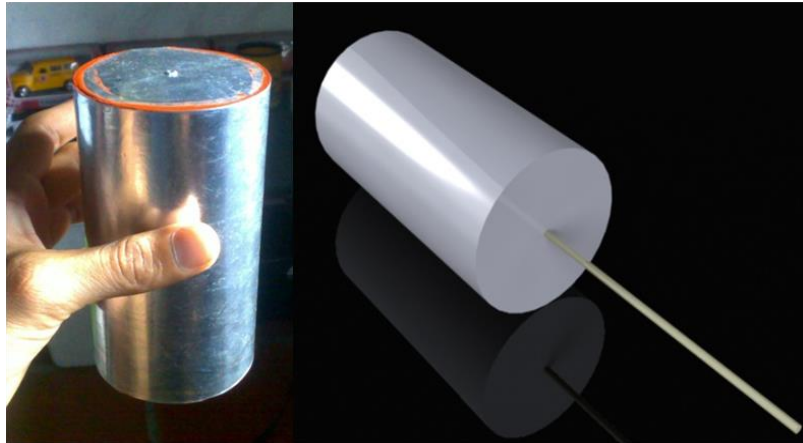
$$S_u = 15000 \text{ PSI}$$

La resistencia última del aluminio es:

$$S_u = 16000 \text{ PSI}$$

Al comparar la resistencia a la cedencia y la última del aluminio con los datos obtenidos, se aprecia que el cilindro del desplazador está por debajo de algún riesgo de colapso. En la figura 66, el desplazador en aluminio, garantiza menos peso para evitar fricción entre el inserto de teflón y la barra de bronce, al igual que minimizar el efecto de inercia en el arrastre que debe llevar el cigüeñal.

Figura 66.Desplazador

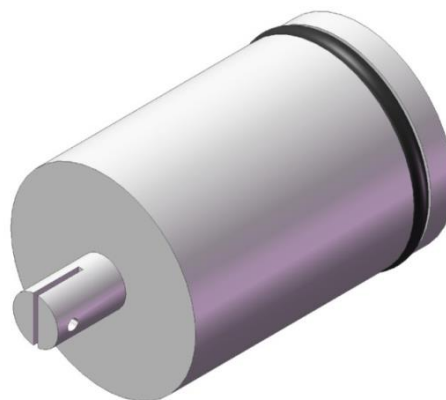


Fuente: Autores.

5.1.10 Pistón de potencia.

Se buscaba un pistón que fuera ligero pero resistente y que tuviera una geometría cercana a los 30 mm de diámetro, luego de indagar en el mercado se encontró que fabricarlo en Ultrapoly era ideal para el propósito. Este pistón garantiza un peso mínimo y una resistencia mecánica adecuada para soportar la presión que hará mover este embolo, además de un buen sello al instalarle un O-ring o sello de caucho para de esta manera evitar fugas, ver figura 67.

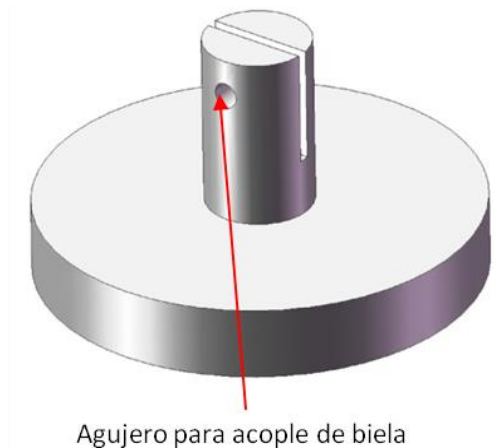
Figura 67.Pistón de potencia



Fuente: Autores.

El O-ring, esta pieza es la encargada de sellar el pistón y la camisa para crear una cámara de compresión, también se diseñó el acople a la biela por medio de un pasador de acero, y así se transmite la potencia debido a la expansión o contracción del fluido de trabajo, ver figura 68.

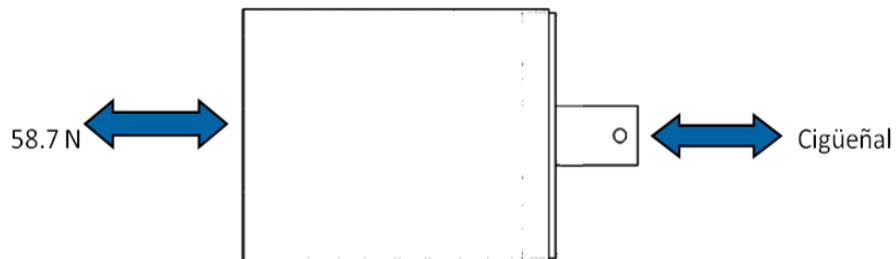
Figura 68. Agujero para acople de biela



Fuente: Autores.

La fuerza máxima que espera sea transmitida por el pistón es 58.7 N, ver figura 69.

Figura 69. Representación de fuerzas para el pistón de potencia



Fuente: Autores.

$$A_{Sección} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (5.26)$$

$$A_{Sección} = 52 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{\text{fuerza}}{A_{Sección}} \quad (5.27)$$

$$\sigma = \frac{58.7 \text{ N}}{52 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = 1.12 \text{ MPa}$$

Y como la resistencia a la cedencia del aluminio es de $S_y = 103 \text{ MPa}$, por lo tanto el pistón transmitirá la fuerza a la biela sin sufrir algún daño por compresión o tensión, se asume una sola pieza del mismo material debido a la similitud de las propiedades mecánicas del *Ultrapoly*, también se unieron estas piezas con resina epóxica que garantiza su continuidad.

5.1.11 Camisa del pistón de potencia.

La camisa se mecanizó en *Ultrapoly* material de bajo costo, con buenas propiedades de antifricción, de tal forma que se obtuviera un acabado pulido en la superficie interior, además en su base se elaboró una ranura para la instalación de un empaque de caucho el cual se deformara y sellara para evitar cualquier fuga en el momento de apriete de los tres tornillos que sujetan esta camisa a la tapa de aluminio en la zona fría, ver figura 70.

Figura 70. Camisa del pistón



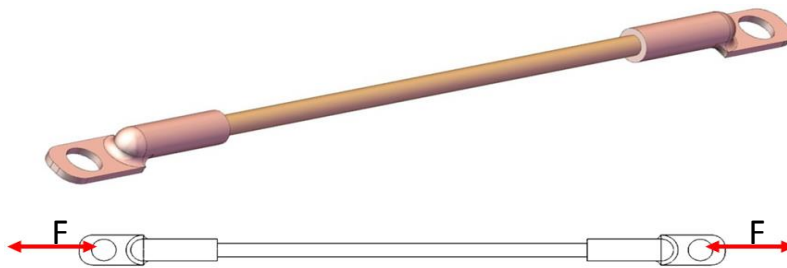
Fuente: Autores.

5.1.12 Bielas.

Estas bielas están compuestas de varilla de bronce de 1/8", y en sus extremos tiene terminales en cobre, su acople se efectuó con resina epóxica, la función de este elemento es la de transmitir la fuerza del embolo de potencia al cigüeñal y a su vez la otra parte del mecanismo se encarga de llevar el movimiento cicloidal al desplazador al interior de las cámaras.

A partir del análisis en el pistón la máxima fuerza de tensión y compresión que sentirán estas bielas será de 58.7 N, entonces, por su gran longitud en relación a su diámetro, se analizaran como columnas. En la figura 71, se representa la biela y su esquema de fuerzas que actúan en él.

Figura 71. Biela



Fuente: Autores.

En movimiento, estas bielas pueden alcanzar una fuerza máxima de 58.7 N. El tipo de fijación en sus extremos es de pasador, por lo tanto en factor de fijación $K = 1.0$, su longitud real de la columna es $L = 100 \text{ mm}$.

Longitud efectiva,

$$L_e = K L \quad (5.28)$$

$$L_e = (1.0)(100 \text{ mm}) = 100 \text{ mm}$$

Radio mínimo de giro,

$$r = \frac{D}{4} \quad (5.29)$$

$$r = \frac{3.5 \text{ mm}}{4} = 0.875 \text{ mm}$$

Razón de esbeltez,

$$SR = \frac{L_e}{r} \quad (5.30)$$

$$SR = \frac{100 \text{ mm}}{0.875 \text{ mm}} = 114.28$$

Para el aluminio:

$$E = 10 \times 10^6 \text{ PSI}$$

$$S_y = 15000 \text{ PSI (103 MPa)}$$

Constante de columna,

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (5.31)$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 (10 \cdot 10^6)}{15000}} = 114.7$$

Están muy cercanos los dos valores, pero $C_c > SR$, la columna es corta y se utiliza la formula de J.B. Johnson.

$$P_{cr} = A S_y \left[1 - \frac{S_y (SR^2)}{4 \pi^2 E} \right] \quad (5.32)$$

$$\text{Área} = 9.62 \text{ mm}^2$$

Reemplazando valores llegamos a $P_{cr} = 495.6 \text{ N}$, para un factor de diseño de:

$$N = 3, \text{ y } P_{cr} = 165.2 \text{ N}$$

Esto nos confirma que las bielas no fallaran por pandeo en compresión y a tensión tampoco lo harán. La resistencia a la cedencia del aluminio es de $S_y = 103 \text{ MPa}$.

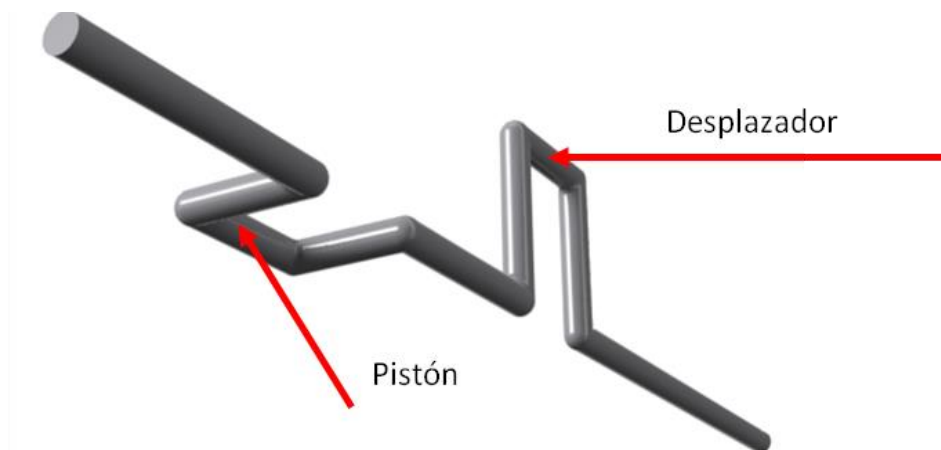
$$\sigma = \frac{\text{fuerza}}{\text{area}} \quad (5.33)$$

$$\sigma = \frac{58.7 \text{ N}}{9.62 \text{ mm}^2} = 6.1 \text{ MPa}$$

5.1.13 Eje cigüeñal.

El cigüeñal es elaborado en acero 1020, este elemento soporta la conexión del pistón de potencia y el desplazador, ver figura 72.

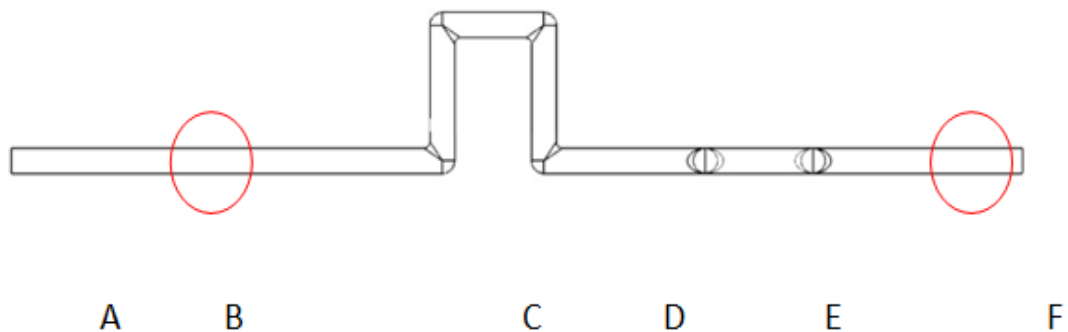
Figura 72.Eje cigüeñal



Fuente: Autores.

Se presenta el esquema del eje cigüeñal al cual se le acopla el volante-generator y además, para sus apoyos se instalaron 2 rodamientos, ver figura 73.

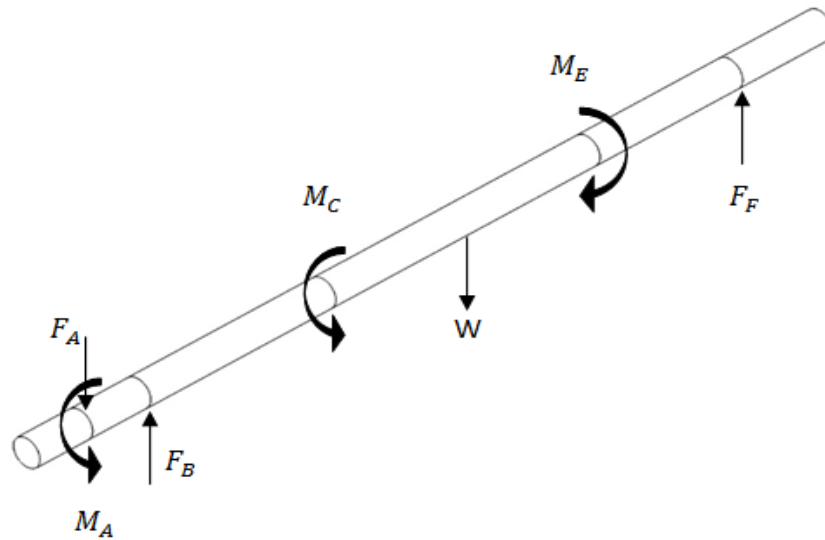
Figura 73.Esquema de apoyos en el eje cigüeñal



Fuente: Autores.

En el eje tendríamos las siguientes fuerzas, ver figura 74.

Figura 74.Esquema de fuerzas aplicadas en el eje cigüeñal



Fuente: Autores.

5.1.13.1 Cálculo de fuerzas y momentos en el eje cigüeñal.

- **Fuerza F_A .** Fuerza en el punto A en el eje Y, y corresponde al peso total del volante-generator del motor Stirling.

$$F_A = 0.58 \text{ Kg} = 5.7 \text{ N}$$

- **Momento M_A .** Momento ejercido en el punto A, debido a la fuerza electromotriz que el generador consume, más la fuerza de inercia que tiene este elemento. Debido a que esta fuerza electromotriz depende de la carga que se le conecte al generador, será un valor incognito. El valor disponible de torque será el que brinde el motor Stirling al generador para desarrollar la transformación a energía eléctrica.
- **Fuerzas F_B y F_F .** En los puntos B y F están ubicados los rodamientos, que serán los apoyos del eje, por lo tanto sobre estos estarán presentes unas fuerzas de reacción en el eje Y, y serán incógnitas.
- **Momento M_C .** En el punto C está conectada una biela la cual transmitirá el movimiento al desplazador para que efectúe su movimiento dentro del cilindro, por lo tanto este momento será una pérdida de potencia y estará conformado

por la fuerza de fricción y por la fuerza de inercia que opondrá este elemento, y también la fuerza de fricción que se generara en los dos bujes cobre-PTE que tiene la barra que trasmite las fuerzas desde el eje.

➤ **Peso del desplazador**

$$W_{desplazador} = 0.175 \text{ Kg} = 1.72 \text{ N}$$

El coeficiente de fricción dinámico del teflón es de $\mu = 0.09$ pero se sube a 0.13 al ser Bronce-Teflón. La aceleración del sistema (sacado de pruebas), y la fuerza de fricción:

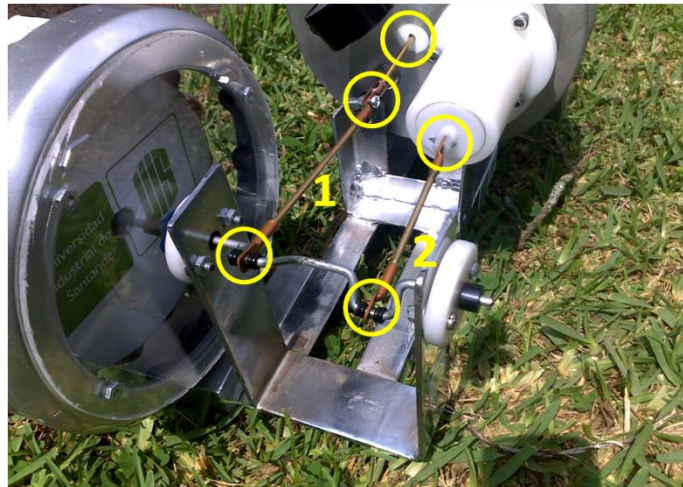
$$a = 0.46 \text{ m} / \text{s}^2$$

$$F_{friccion+inercia} = (0.13)(1.72 \text{ N}) + (0.175 \text{ Kg}) \left(0.46 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$F_{friccion+inercia} = 0.304 \text{ N}$$

5.1.13.2 Pérdidas por fricción en los bujes. Es necesario tener en cuenta las perdidas por fricción en los bujes señalados y parte del mecanismo como se ve en la figura 75.

Figura 75. Fricción en el mecanismo del motor Stirling



Fuente: Autores.

En la barra 1 dos bujes uno compren cobre y el otro plástico PTE, con una fuerza de operación máxima de 0.304 N y en la barra 2 se tienen dos bujes cobre-PTE con fuerza de operación máxima de 58.7 N.

- **Cálculos para la Barra 1.** El Coeficiente de fricción dinámico del buje cobre-PTE,

$$\mu = 0.25$$

$$F_{bujes} = (0.25)(0.304 N) = 0.076 N \times 2 = 0.152 N$$

$$F_{total} = F_{friccion+inercia} + F_{bujes} \quad (5.34)$$

$$F_{total} = 0.304 N + 0.152 N = 0.456 N$$

$$M_C = (0.456 N)(0.025 m) = 0.0114 N - m$$

- **Peso del eje cigüeñal.**

$$W = 0.150 Kg = 1.47 N$$

- **Momento M_E .** En el punto E, para la entrada de potencia, se tomara el valor máximo del torque hallado en el comienzo, para valores de torque de 0.79 N-m y 0.88 N-m.

$$M_E = 0.88 N - m$$

En este punto también existirá un torque de pérdida correspondiente a la fricción presente en los bujes de la barra 2. El coeficiente de fricción dinámico del buje cobre-PTE

$$\mu = 0.25$$

$$F_{bujes} = (0.25 m)(58.7 N) = 14.67 N \times 2 = 29.35 N$$

$$M_{E'} = (0.015 m)(29.35 N) = 0.43 N - m$$

Entonces existe un torque resultante:

$$M_E = 0.45 N - m$$

La fricción presente entre la camisa y el pistón de potencia se considera muy pequeña, además de estar lubricado, el coeficiente de fricción dinámico entre *Ultrapoly* y el aluminio pulido es:

$$\mu = 0.25$$

Teniendo en cuenta que el funcionamiento común del motor Stirling será en un plano horizontal, el peso del pistón es:

$$W_{piston} = 0.089 Kg = 0.87 N$$

$$F_{friccion\ piston} = (0.25)(0.87N) = 0.218\ N$$

$$M_{friccion\ piston} = (0.218N)(0.015m) = 0.0033\ N - m$$

Entonces la entrada final de potencia al eje se ve reducida a:

$$M_E = 0.417\ N - m$$

Por lo tanto en la sumatoria de momentos en A es:

$$0.417\ [N - m] - 0.0114\ [N - m] - M_A = 0$$

$$M_A = 0.4056\ N - m$$

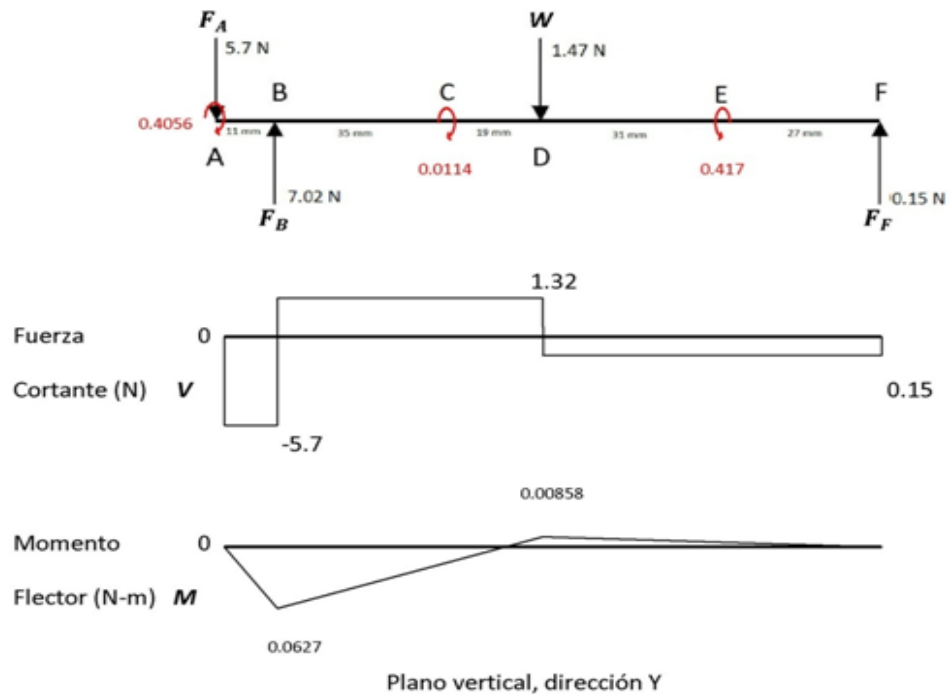
Este es el torque máximo que podrá utilizar el generador para crear la transformación de energía mecánica a eléctrica. Para analizar el eje debemos sacar de los cálculos de la estática, F_B y F_F , llegando a obtener:

$$F_B = 7.02\ N$$

$$F_F = 0.15\ N$$

5.1.13.3 Cortante y momento flector. El siguiente paso es analizar los diagramas de cortante y momento flector, como se ve en la figura 76.

Figura 76.Diagrama de cortante y momento flector



Fuente: Autores.

Ya teniendo el diagrama completo de las fuerzas y momentos se procede a determinar que fuerza y momento es el mayor, con esto se garantiza obtener un mejor diseño.

- **En el punto A.** El generador produce torsión en el eje de A hacia la derecha, a la izquierda no hay ni flexión ni torsión, por lo tanto se calcula el diámetro requerido mediante solo el término de la torsión. El par torsional en el eje de A - C es:

$$T = 0.4056 \text{ N} - \text{m}$$

$$S_{y1020} = 64000 \text{ PSI (441MPa)}$$

Se dispone de un factor de diseño de $N=2$

$$D_1 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3 \left(\frac{T}{S_y} \right)^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}} = 2.53 \text{ mm} \quad (5.35)$$

- **En el punto B.** Se tiene un rodamiento, existe torsión y además flexión debido al peso tentativo (0.580 Kg) inicial del volante, que será corregido luego del análisis del mismo, entonces se procede con la ecuación de esfuerzo combinado, tanto para la derecha como para la izquierda.

De tabla (DEM Mott) se obtiene:

$$S_n = 18 \text{ ksi}$$

Para una confiabilidad de 0.99, se usa:

$$C_r = 0.81$$

Para ejes con diámetros menores a 7.62 mm, se usa:

$$C_s = 1.0$$

Resistencia a la fatiga modificada:

$$S'_n = S_n C_s C_r = (18000 \text{ PSI})(1.0)(0.81) \quad (5.36)$$

$$S'_n = 14580 \text{ PSI (100.5 MPa)}$$

$$D_2 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n} \right]^2 + \frac{3 \left(\frac{T}{S_y} \right)^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5.37)$$

Para una sección constante en el eje, $K_t = 1.0$, y del diagrama de momentos obtenemos.

$$M = 0.0627 \text{ N} - \text{m}.$$

$$D_2 = 2.73 \text{ mm}$$

- **En el punto C.** Se tiene un esfuerzo combinado, hacia la derecha el valor de torsión es de $T = 0.417 \text{ N-m}$ y el correspondiente valor del momento flector se obtiene del diagrama, $M = 0.0165 \text{ N-m}$. El par torsional en el eje de C - E es de $T = 0.417 \text{ N-m}$

$$D_3 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n} \right]^2 + \frac{3 \left(\frac{T}{S_y} \right)^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}} = 2.57 \text{ mm}$$

- **En el Punto D.** Se tiene un esfuerzo combinado, con un valor muy bajo de momento flector, hacia la derecha.

$$M = 0.00858 \text{ N} - \text{m}$$

$$T = 0.417 \text{ N} - \text{m}$$

$$D_4 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n} \right]^2 + \frac{3 \left(\frac{T}{S_y} \right)^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}} = 2.55 \text{ mm}$$

- **En el punto E.** Tiene la entrada de potencia, el valor de la torsión y el valor del momento flector está muy cercano a cero, por ello se considera solo la torsión.

$$D_5 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3 \left(\frac{T}{S_y} \right)^2}{4}} \right]^{\frac{1}{3}} = 2.55 \text{ mm}$$

- **En el punto F.** Hacia la izquierda, no hay torsión y el valor del momento flector es casi nulo, por lo tanto solo se analiza la fuerza cortante debida a la reacción del apoyo, que en este caso es el rodamiento.

$$D_6 = \sqrt{2.94K_t(V)N/S_n} = 0.09 \text{ mm} \quad (5.38)$$

Diámetros,

$$D_1 = 2.53 \text{ mm}$$

$$D_2 = 2.73 \text{ mm}$$

$$D_3 = 2.57 \text{ mm}$$

$$D_4 = 2.55 \text{ mm}$$

$$D_5 = 2.55 \text{ mm}$$

$$D_6 = 0.09 \text{ mm}$$

Para la sección más exigente, se recomienda tener un diámetro de 2.73 mm, sin embargo, por la selección interior del rodamiento para los apoyos, no fue posible para diámetros tan pequeños, entonces el eje se ajustó a un tamaño mayor al que se consiguió el rodamiento, el cual fue:

$$D_{eje} = 4 \text{ mm}$$

El rodamiento más pequeños que se encontró en el mercado local, se ve en la figura 77.

Figura 77.Rodamientos

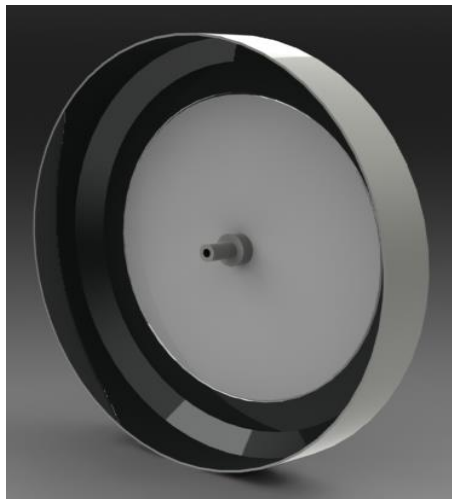


Fuente: Autores.

5.1.14 Volante.

Para determinar una geometría adecuada del volante (ver figura 78), lo primero es determinar la disponibilidad de espacio, y así, tener un diámetro posible, debido a que se prefiere un volante tipo llanta, porque este tipo de volante aporta un 10% más de energía al tener el efecto de su masa en la periferia y suponer radios de masa nula.

Figura 78. Volante



Fuente: Autores.

Se dispuso de un elemento de acero el cual se ajusta al espacio disponible y permite tener radios de bajo peso, este elemento presenta 18 cm de diámetro el cual se ajusta al resto del conjunto de piezas, se comprueba si realmente es el adecuado. Por lo tanto para el análisis del eje, sabemos que el torque del cual podemos disponer es, $T = 0.4056 \text{ N-m}$.

Del comportamiento del motor Stirling tipo gamma, y de la naturaleza del fluido de trabajo, se produce una expansión que se transforma en una fuerza que mueve el cigüeñal, sin embargo este movimiento solo se da en un ángulo de 180° , y no es de una manera constante:

Durante los 180° restantes para completar una revolución, es necesario que el volante aporte esta energía, para garantizar un torque y un movimiento parejo y constante, obteniendo de base unas 200 RPM como promedio para el motor, tenemos que:

$$(0.4056 \text{ N} - \text{m})(3.1416 \text{ rad}) = 1.27 \text{ J}$$

Sin embargo debemos tener en cuenta que en el volante la energía es almacenada en 180° y la entrega en los 180 restantes, y el funcionamiento del volante es a lo largo de los 360°, entonces esto nos indica que durante el almacenaje de energía en el volante también se debe estar proporcionando trabajo electromotriz, entonces de los 1.27 J de trabajo disponible, se deben a:

1. Almacenar energía en el volante.
2. Proporcionar el trabajo necesario para la conversión electromagnética.

Por lo tanto se divide en 2 el trabajo quedando 0.635 J para almacenar energía en el volante y 0.635 J para hacer funcionar el generador.

Como sabemos que $RPM_m = 186$, entonces 3.1 rev/s, y esto quiere decir que en 1 segundo se tiene:

$$(1.27 \text{ J}) \left(\frac{3.1 \text{ Rev}}{\text{s}} \right) = 3.93 \frac{\text{J}}{\text{s}} \left(\frac{1 \text{ vatio}}{1 \frac{\text{J}}{\text{s}}} \right) = 3.93 \text{ vatios}$$

Pero la energía que se necesita para que el volante la entregue en media revolución:

$$\Delta KE = (0.635 \text{ J}) \left(\frac{1 \text{ Kgm}}{9.80665 \text{ J}} \right) = 0.065 \text{ Kgm}$$

Con el diámetro propuesto de $D_{volante} = 180 \text{ mm}$, hallamos la velocidad media v_m .

$$v_m = \pi \left(\frac{180 \text{ mm}}{1000} \right) \left(\frac{186 \text{ RPM}}{60 \text{ s}} \right) = 1.75 \text{ mps}$$

Debido a las grandes fluctuaciones en el torque, lo que produce unas fluctuaciones en la velocidad del eje, se puede estimar un coeficiente de fluctuaciones, en pruebas realizadas se alcanzó a notar, 210 RPM como máximas y 162 RPM como mínimo, entonces;

$$RPM_1 = 210$$

$$RPM_2 = 162$$

$$RPM_m = 186$$

$$C_f = \frac{RPM_1 - RPM_2}{RPM_m} = 0.258 \quad (5.39)$$

K = es un valor empírico que se toma del 10% por efecto de radios, eje, etc., y se puede tomar como 0.9 a menos que se indique lo contrario. La gravedad es 9.81 m/s². Entonces el peso requerido es:

$$w = \frac{(K)g(\Delta KE)}{C_f(v_m)^2} \quad (5.40)$$

$$w = \frac{(0.9)9.81(0.065)}{0.258(1.75)^2} = 0.72 \text{ Kg}$$

El siguiente paso era corroborar que este volante tuviera este peso, porque además del material del que estaba hecho, era necesario sumarle el peso de los imanes que se debían instalar en su interior para crear el efecto de inducción electromagnética.

El peso real del volante era de 0.580 Kg, entonces fue necesario adicionar pesas de plomo para acercarnos al peso de 0.72 Kg necesario para el buen funcionamiento del volante, ver figura 79.

Figura 79. Volante con imanes instalados



Fuente: Autores.

El trabajo útil disponible para el generador es de 1.27 J de 0° a 180° y de 0.635 J de 180° a 360°, entonces se entiende que se dispone de 0.635 J contantes en cada revolución.

$$(0.635 J)\left(\frac{3.1 Rev}{s}\right) = 1.96 \frac{J}{s} \left(\frac{1 vatio}{1 J/s}\right) = 1.96 vattos$$

Y esta sería la potencia útil eléctrica, siempre y cuando la eficiencia del generador fuera del 100%.

5.1.15 Análisis en el generador.

Debido a que disponemos de solo un torque de 0.635 N-m para generar la fuerza electromotriz, debíamos tener una fuerza de atracción en los 16 imanes, que no sobrepasara esta fuerza. Por lo tanto cada imán proporcionara un frenado en cada núcleo de hierro, conformado por la componente perpendicular al radio del volante, formando un torque opuesto, y este valor debe ser la 1/16 parte del torque total de 0.635 N-m.

$$F = \frac{0.635 N - m}{16} = 0.0396 N - m$$

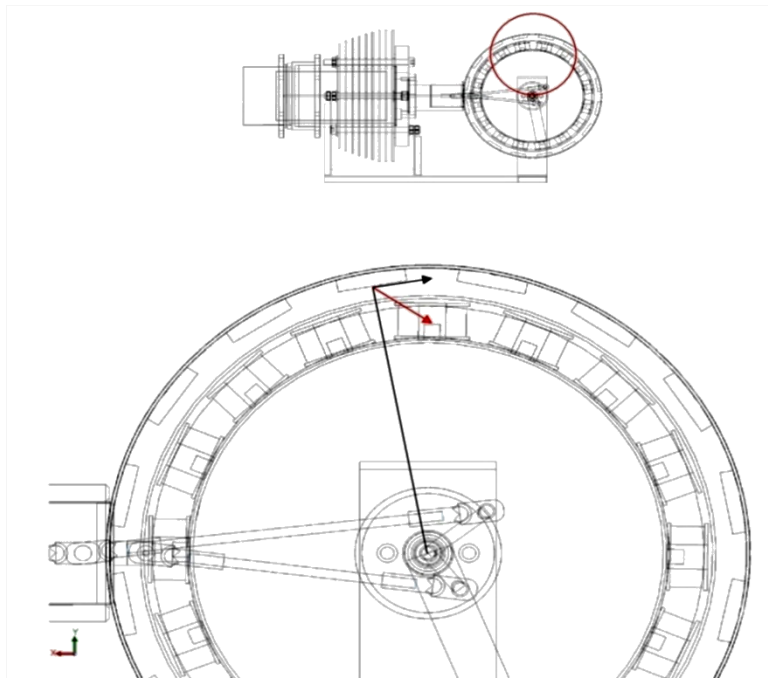
Radio volante = 0.094 m

$$T = F \cdot d \quad (5.41)$$

$$(0.0396 \text{ N} \cdot \text{m}) / (0.094 \text{ m}) = 0.42 \text{ N}$$

Esta será la fuerza de frenado en cada bobina, y como la fuerza para atraer una masa en un imán, en un medio como es el aire, ver figura 80.

Figura 80. Esquema de fuerzas en el generador



Fuente: Autores.

Se presenta la fórmula de fuerza en el imán,

$$F = \frac{B^2 A}{2 \mu} \quad (5.42)$$

Donde, F es la fuerza en Newton, B es el campo magnético (Tesla), y A , es el área del imán.

$$A = 0.00025 \text{ m}^2$$

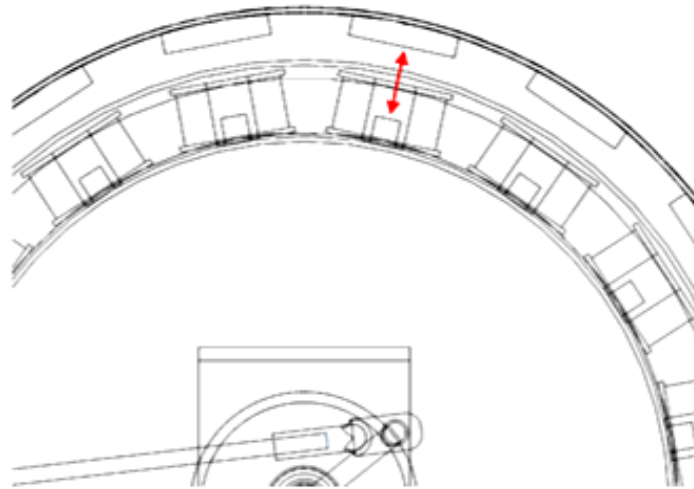
$$\mu = \text{permeabilidad} = 4\pi \cdot 10^{-7} \left(\frac{\text{T} \cdot \text{m}}{\text{A}} \right)$$

Conseguimos el campo magnético necesario para que nuestro volante generador no se frene:

$$B = 0.065 T = 649 \text{ Gauss} \quad (5.43)$$

Y debido a que no se cuenta con un dispositivo de medida de campo magnético, la única forma de variar este campo fue manipulando la distancia entre la cara del imán y el núcleo de cada bobina como se muestra en la figura 81. Sin embargo en pruebas realizadas en los imanes se pudo notar que eran capaces de sostener una carga vertical de 320 gramos máximo, lo que nos dio un valor magnético en cada imán de 0.125 Tesla = 1256 Gauss. Entonces si era necesario disminuir esta intensidad alejando la cara del imán y el núcleo de hierro.

Figura 81. Distancia entre la cara del imán y el núcleo de cada bobina.



Fuente: Autores.

Entonces conociendo teóricamente el valor del campo magnético que utilizaremos para la inducción, podemos aproximar una salida de fuerza electromotriz en el generador.

$$V = B.A.\frac{N}{t} \quad (5.44)$$

Donde, B = campo magnético (Tesla), t = tiempo de frecuencia de paso de cada imán por la bobina.

$$A = \text{área media de la bobina} = 0.000175 \text{ m}^2$$

$$N = \text{numero de espiras de cada bobina} = 450$$

Esta área de la bobina es determinada por la geometría de los imanes a utilizar (ver figura 82), los cuales fueron de 18 mm de diámetro y 5 mm de espesor, entonces se elige una forma de bobina que alcance en su totalidad y mediante un carrete (ver figura 83), se define la cantidad de vueltas para la bobina, esto se da con el fin abarcar el campo magnético generado por los imanes, así se elaboran siguiendo la misma forma del imán, de un diámetro de 20 mm aprovechando que el campo no se proyecta completamente cilíndrico y permite que la bobina sea un poco mayor que la dimensión del imán. En pruebas hechas a los imanes se corrobora que el alcance axial de la fuerza de atracción es de 33 mm, espacio suficiente para que nuestra bobina la cual posee una altura de 8mm, quede sumergida dentro del campo magnético.

Figura 82. Imanes cerámicos



Fuente: Autores.

Figura 83. Carretes apropiados para elaborar las bobinas



Fuente: Autores.

Para el número de espiras se define al desear un voltaje de salida total en la bobina, ver figura 84, y simplemente multiplicar este valor hasta el voltaje deseado, sin embargo otro parámetro que condiciona el número de espiras, y quizás sea más importante, es el espacio físico disponible en la geometría necesaria para la correcta interacción con la forma del imán. Entonces se procedió a enrollar el carrete con el hilo de cobre seleccionado hasta el punto en donde se ajustara a la geometría recomendada para la bobina, teniendo como resultado un número de 450 espiras.

Figura 84. Bobinas



Fuente: Autores.

El tipo de hilo de cobre utilizado para la elaboración de las bobinas fue el resultado de desarmar un dinamo de bicicleta, el cual tenía una capacidad de 6 vatios de potencia, por lo cual era aceptable para nuestro caso en el que teóricamente tendríamos 1.96 vatios.

Después de sacar el cable, se calibro y se obtuvo una medida de #27 AWG, con diámetro nominal de 0.36068 mm y capacidad de 1.7 Amperios, ver figura 85.

Figura 85. Calibración del hilo de cobre



Fuente: Autores.

Se procedió a calcular el número de espiras, utilizando la siguiente ecuación:

$$V_e = 4.44 f B A_i \quad (5.45)$$

Donde, f es la frecuencia en Hz, se utiliza la ecuación

$$f = \frac{n_p * RPM}{120} \quad (5.46)$$

Donde, n_p = numero de polos, que para el caso fue el número máximo de imanes que se pudieron colocar en el volante, el cual fue 16, debido a que no podíamos colocar más al exceder el peso requerido en el diseño del volante.

$$RPM = 186$$

Obteniendo una frecuencia de

$$f = 24.8 \text{ Hz}$$

$$B = 0.065 \text{ T} = 0.065 \frac{\text{Wb}}{\text{m}^2}$$

$$A_i = \text{área del imán} = 0.00025 \text{ m}^2$$

Entonces se calcula el voltaje generado por espira:

$$V_e = 0.00178 \text{ v}$$

Como tenemos una RPM = 186 como valor medio, 3.1 revoluciones por segundo, 16 imanes, en un segundo cada imán pasara 49.6 veces por una bobina, es decir que tendremos un tiempo de 0.02 segundos en el cambio de polaridad en la bobina.

$$V = (0.065 T)(0.000175 m^2) \frac{450}{0.02 s}$$

$$V = 0.255 v$$

Y al conectar las 16 bobinas en serie tendremos,

$$V = 4.095 v$$

Y como ya teníamos el dato de 1.96 vatios disponibles, entonces el valor de corriente disponible será,

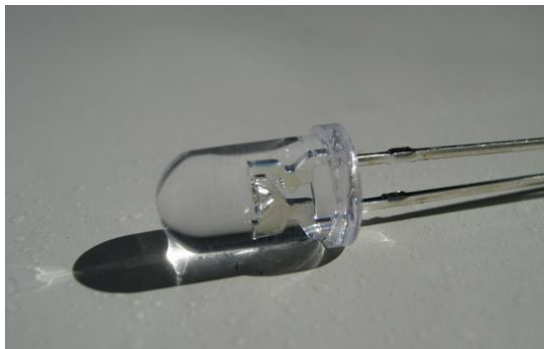
$$P = I * V \quad (5.47)$$

$$I = \frac{P}{V} = \frac{1.96 W}{4.095 v} = 0.47 A = 478 mA$$

Corriente que circularía por el conductor de cobre #27, el cual tiene una capacidad de 1.7 A, por lo tanto no habrá riesgo de falla en las bobina por sobrecalentamiento.

Nuestra carga será de bombillos leds, ver figura 86. Debido a que ellos pueden operar de 1.5 a 4 voltios, y consumen de 20 a 40 mA, por lo tanto asumiendo que consuman 30 mA como promedio, podríamos hacer prender 16 leds aproximadamente. Sin embargo en el capítulo de pruebas estableceremos realmente si esto se cumple.

Figura 86. Bombillo led



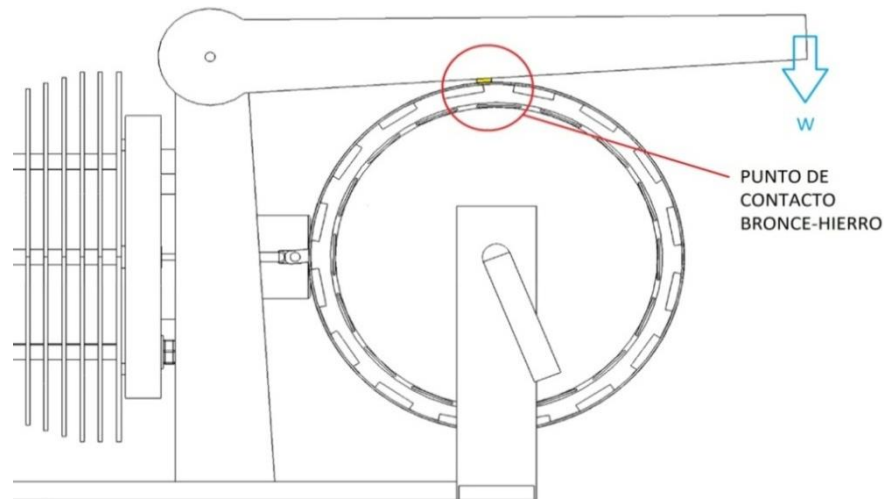
Fuente: Autores.

5.2 PRUEBA EMPIRICA DE FRICCION PARA LA POTENCIA UTIL

Después de calcular teóricamente una potencia de salida, y después de medir una potencia eléctrica de salida en el generador, continua una incertidumbre en el valor exacto de salida de potencia útil en el eje. Se procedió a realizar una tercera medición, pero esta vez, completamente mecánica, utilizando un freno prony.

El freno prony consiste en aplicar un torque de carga al eje principal de salida de un motor, para nuestro caso el volante de inercia. La potencia de salida es disipada en forma de calor por el material del freno. La fuerza del freno se puede ajustar para obtener un torque requerido. A una distancia conocida del eje del motor y su velocidad de rotación, se calcula la potencia de salida del motor, ver figura 87.

Figura 87. Esquema del freno prony



Fuente: Autores.

Esta prueba experimental consiste en hacer rozar dos materiales conocidos, y calcular una potencia entregada. El elemento consiste en un brazo de 12.2 pulgadas de longitud, el cual tiene incrustado un punto de bronce, que hace contacto de fricción con la superficie de hierro del volante de inercia, como se ve en la anterior figura y la figura 88.

Figura 88. Freno prony



Fuente: Autores.

Las ecuaciones utilizadas para obtener la potencia del freno prony y partiendo de las dimensiones y el peso del brazo, su fuerza es,

$$N = w * g \quad (5.48)$$

Donde, w=peso y g=gravedad. La fuerza de fricción y el coeficiente de fricción dinámica,

$$f_f = \mu * N \quad (5.49)$$

El torque aplicado, con un radio de volante d, es:

$$T = f_f * d \quad (5.50)$$

La potencia es,

$$P = \frac{T * RPM}{63000} \quad (5.51)$$

La prueba consistió en poner peso en el extremo del brazo hasta que se detuviera por completo. Teniendo en cuenta un coeficiente de fricción dinámico entre bronce-hierro de $\mu=0.35$ se obtienen los siguientes resultados, ver tabla 16.

Tabla 16. Resultados de la prueba de freno prony

Acción	RPM	Potencia entregada	Potencia Total
Colocando el brazo	90	1.43 W	1.43 W
Pesa de 6 gramos	84	1.28 W	2.71 W
Pesa de 6 gramos	78	1.09 W	3.80 W
Pesa de 6 gramos	54	0.11 W	3.91 W

Fuente: Autores.

5.3 ESTRUCTURA

El objetivo de mantener una sola pieza con el concentrador parabólico; fue diseñar una pieza que cumpliera con los requerimientos de:

- Soportar el motor y sus elementos.
- No suministrar calor hacia el motor.
- Garantizar una distancia focal de concentración.

Por tal motivo se construye una pieza liviana, con perfil rectangular en acero y uniones con soldadura. El recubrimiento cromado le da un efecto brillante, esto refleja la radiación del sol y ayuda a disipar el calor de la estructura para que no le transfiera calor al motor, ver figura 89

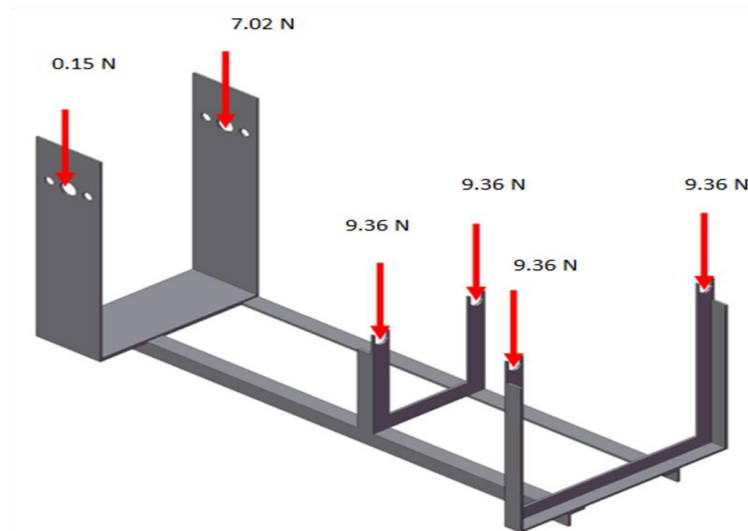
Figura 89. Estructura



Fuente: Autores.

Sobre esta estructura tendremos las siguientes fuerzas, como se ven en la figura 90.

Figura 90. Fuerzas sobre la estructura



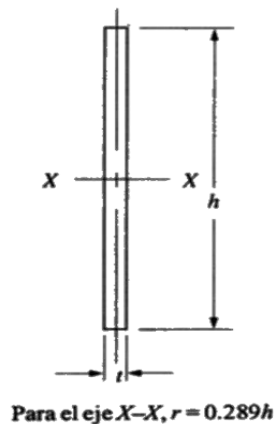
Fuente: Autores.

5.3.1 Análisis de los soportes del cigüeñal.

La sección rectangular de la estructura es de 3mm x 40mm, y se presenta una fuerza de compresión, por lo tanto se toma cada sección como una columna y se calcula si existe un posible pandeo.

5.3.1.1 Análisis de columna. En el análisis de columna lo más determinante es encontrar el radio de giro mínimo de la sección, debido a que será con respecto a este por donde fallara primero, entonces para una sección rectangular, en donde su ancho es mucho mayor que su espesor, la columna siempre se pandeara con respecto al eje que pasa por la dimensión mínima, ver figura 91.

Figura 91. Análisis de columna sobre perfil rectangular



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Edición – Robert L. Mott.

Las dimensiones del perfil, son:

$$h = 40 \text{ mm}$$

$$t = 3 \text{ mm}$$

$$r = 0.289h$$

Longitud real de la columna.

$$L = 125 \text{ mm}$$

El tipo de fijación en sus extremos es de pasador, por lo tanto en factor de fijación $K = 0.65$. Su longitud efectiva es,

$$L_e = K L \quad (5.52)$$

$$L_e = (0.65)(125 \text{ mm}) = 81.25 \text{ mm}$$

El radio mínimo de giro,

$$r = 11.56 \text{ mm}$$

La razón de esbeltez,

$$SR = \frac{L_e}{r} \quad (5.53)$$

$$SR = \frac{125 \text{ mm}}{11.56 \text{ mm}} = 10.81$$

Para el acero:

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

$$S_y = 48000 \text{ PSI (331 Mpa)}$$

Constante de columna,

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (5.54)$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 (30 \cdot 10^6)}{48000}} = 111.0$$

Como $C_c > SR$, la columna es corta y se utiliza la formula de J.B. Johnson.

$$P_{cr} = A S_y \left[1 - \frac{S_y (SR^2)}{4 \pi^2 E} \right] \quad (5.55)$$

$$\text{Área} = 120 \text{ mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene,

$$P_{cr} = 39531.8 \text{ N}$$

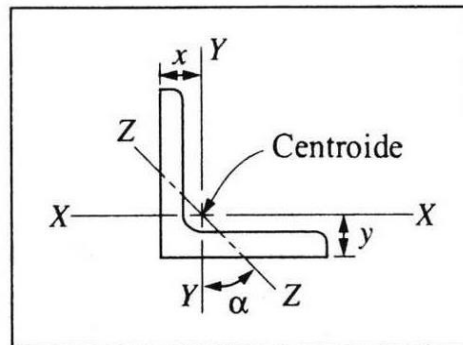
Con un factor de diseño de $N = 3$,

$$P_{cr} = 13177.3 \text{ N}$$

Y solo estarán sometidas a carga axial de 7.02 N. Esto nos confirma que no fallaran por pandeo en compresión.

5.3.1.2 Análisis de perfil en L. Para una sección en L, 1 x 1 x ¼, con una aplicación de fuerza a compresión, se toma cada sección como columna y se calcula su posible pandeo. Véase figura 92.

Figura 92. Análisis de columna sobre perfil en ángulo



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Edición – Robert L. Mott.

En el análisis de columna lo más determinante es encontrar el radio de giro mínimo de la sección, debido a que será con respecto a este por donde fallara primero, entonces para una sección como esta ya vienen tabulados estos datos.

Longitud real de la columna.

$$L = 120 \text{ mm}$$

El tipo de fijación en sus extremos es de pasador, por lo tanto en factor de fijación $K = 0.65$. Su longitud efectiva es,

$$L_e = K L \quad (5.56)$$

$$L_e = (0.65)(120 \text{ mm}) = 78 \text{ mm}$$

El radio mínimo de giro,

$$r = 10.10 \text{ mm}$$

La razón de esbeltez

$$SR = \frac{L_e}{r} = \frac{120 \text{ mm}}{10.10 \text{ mm}} = 11.88$$

Para el acero:

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

$$S_y = 48000 \text{ PSI (331 Mpa)}$$

Constante de columna,

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 (30 \cdot 10^6)}{48000}} = 111.0$$

Como $C_c > SR$, la columna es corta y se utiliza la formula de J.B. Johnson.

$$P_{cr} = A S_y \left[1 - \frac{S_y (SR^2)}{4 \pi^2 E} \right] \quad (5.57)$$

$$\text{Área} = 312.3 \text{ mm}^2$$

Reemplazando valores,

$$P_{cr} = 102780.0 \text{ N}$$

Con un factor de diseño de $N = 3$,

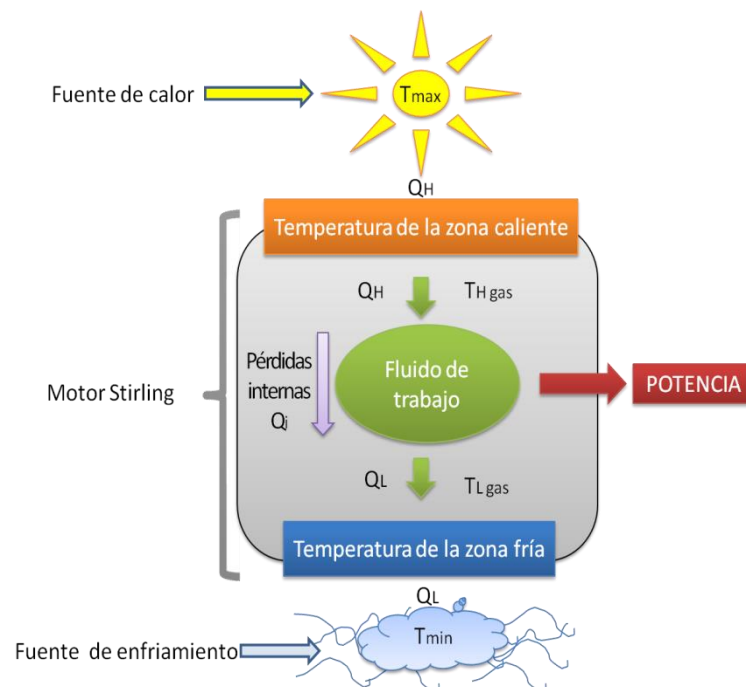
$$P_{cr} = 34260.0 \text{ N}$$

Y solo estarán sometidas a carga axial de 9.36 N. Esto nos confirma que no fallaran por pandeo en compresión.

5.4 ANÁLISIS TERMICO DEL MOTOR STIRLING

El motor Stirling clasificado como motor exotérmico es caracterizado por aporte de calor al fluido o gas de trabajo, siguiendo el ciclo termodinámico por medio de la transferencia de calor entre el foco caliente y el foco frío, ver figura 93.

Figura 93. Modelo térmico para el motor Stirling tipo Gamma



Fuente: Autores.

El modelo Stirling se adapta a cualquier fuente de calor, esto lo caracteriza en el momento de disponer de una fuente externa tanto para la zona caliente como para la zona fría:

- La zona caliente se adapta a una fuente de calor externa como:
 - Radiación directa del sol.
 - Gas butano.
 - Biomasa y otros.
- La zona fría se adapta a dos fuentes de enfriamiento como:
 - Agua fría.
 - Corrientes de aire.

El motor Stirling se caracteriza por los sistemas que posee, siendo los siguientes:

- Fuente de calor: Sistema de concentración solar.
- Motor Stirling.

5.4.1 Sistema de captación.

En la figura 94, se ve el conjunto del sistema de captación solar, concentrador solar al cual los rayos solares incidentes llegan hacia él y se reflejan en el foco del motor Stirling calentando el área focal a una temperatura, si esta es superior a los 160 °C se da inicio de funcionamiento al girar el volante-generator.

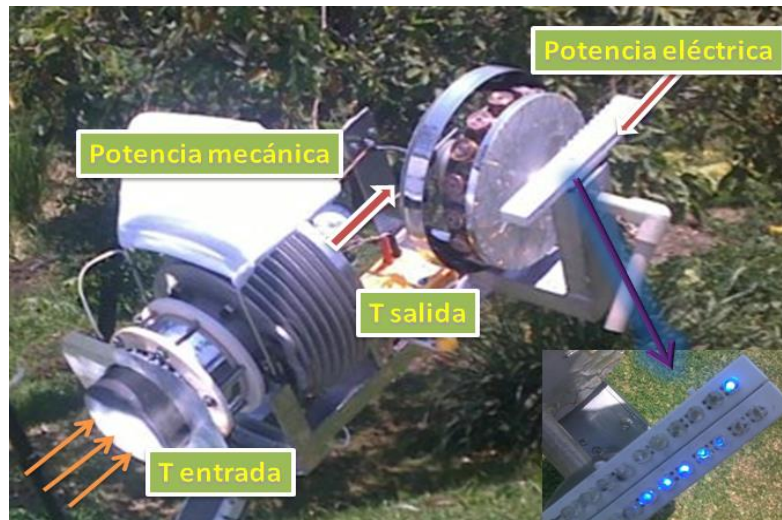
Figura 94. Sistema de captación solar Stirling



Fuente: Autores.

Un delta adecuado entre las temperaturas y un giro del volante de inercia, es necesario para poner en marcha el motor Stirling obteniendo una potencia mecánica útil que después se aprovecha por el volante-generator para realizar la transformación energética y así obtener una potencia eléctrica, como se ve en la figura 95.

Figura 95. Obtención de potencia del Motor Stirling.



Fuente: Autores.

Para determinar un estudio adecuado del motor Stirling, se plantean tres modelos de análisis⁹:

- Un primero modelo es el estudio del concentrador solar.
- Un segundo modelo es para el motor Stirling.
- Un tercer modelo es el motor Stirling solar, que es la combinación del concentrador solar y el motor Stirling.

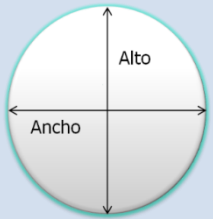
En el anexo B, están las fórmulas de análisis para los modelos matemáticos.

⁹ Estudio teórico y de viabilidad de la radiación solar concentrada en un motor Stirling. Véase pág. 30. Disponible en <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/3024/1/54915-1.pdf>

5.4.2 Concentrador solar parabólico.

El concentrador parabólico utilizado fue una antena de Direct TV, con una geometría definida, como se ve en la tabla 17. La estructura de la antena se soportó en una base de cemento para darle rigidez a la hora de pruebas.

Tabla 17. Geometría de la antena como concentrador

Dimensión	Unidad	Representación
Ancho	60 cm	
Alto	65 cm	

Fuente: Autores.

Para definir la distancia del foco de la antena tenemos las siguientes ecuaciones de una antena parabólica tipo offset,

$$foco = \frac{ancho^3}{16 * prof * alto} \quad (5.58)$$

$$a = 2 * foco * \left[\left(\frac{alto}{ancho} \right)^2 - 1 \right]^{0.5} \quad (5.59)$$

$$d1 = \frac{\left(a + \frac{ancho}{2} \right)^2}{4 * foco} + foco \quad (5.60)$$

$$d2 = \frac{\left(a - \frac{ancho}{2} \right)^2}{4 * foco} + foco \quad (5.61)$$

La antena parabólica está formado por una superficie de revolución reflectora en forma parábola que concentra la radiación solar, esta superficie se llenó de espejos de 1"X1" pulgada, utilizando 300 unidades aproximadamente, como se ve en la figura 96.

Figura 96. Antena parabólica como concentrador



Fuente: Autores.

Los rayos del sol llegan a esta superficie y se reflejan sobre un punto focal en el que se encuentra el recipiente de calor, esta zona se conoce como área de captación del concentrador o área del colector. El área del colector como el área del absorbedor se relaciona en la siguiente ecuación,

$$C_G = \frac{\text{Área del colector}}{\text{Área del absorbedor}} \quad (5.62)$$

5.4.3 Análisis del motor Stirling

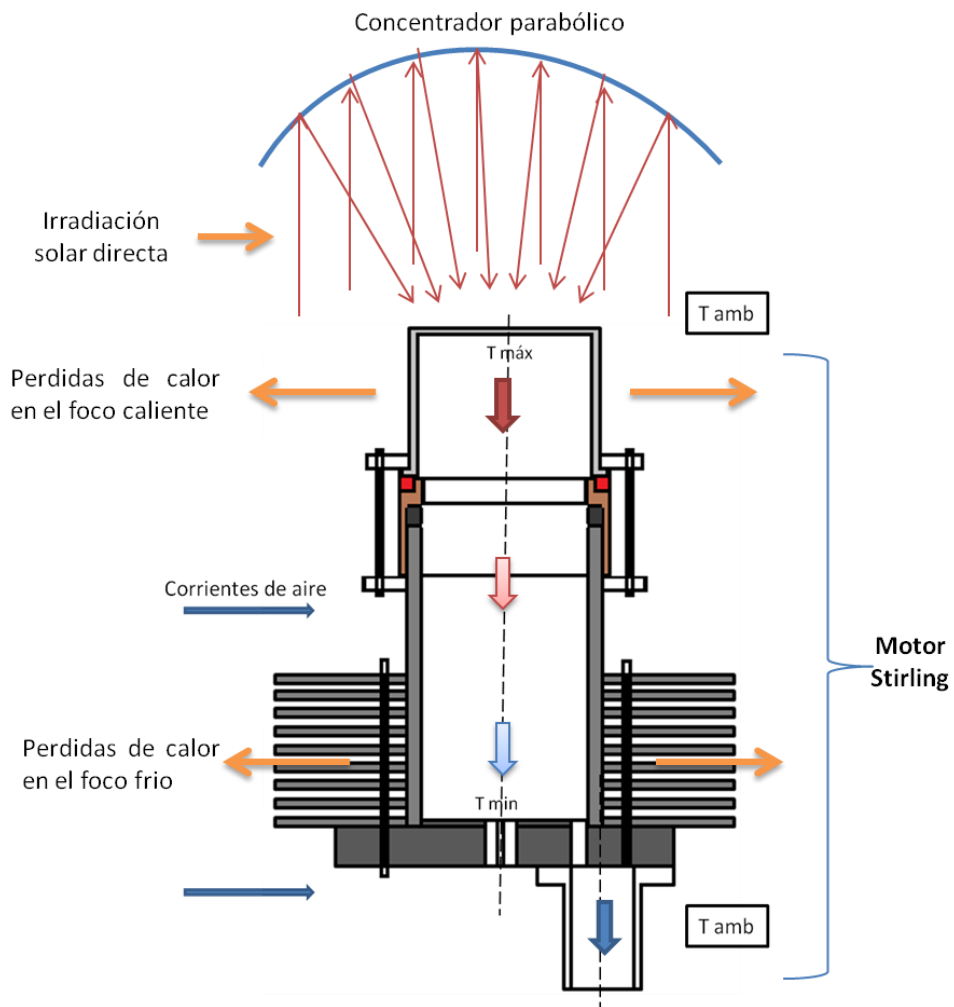
El análisis de transferencia de calor determina las condiciones del gas de trabajo a determinada temperatura. Se considera para el análisis global condiciones ideales en el modelo de transferencia de calor en el momento de disponer las fuentes de calor para el motor Stirling.

- Se asume una temperatura homogénea en la tapa de aluminio, ya que la conductividad de este material es alta, mientras se recibe el calor en el foco caliente por el concentrador solar.
- La temperatura interna de las paredes en el interior del cilindro de la zona caliente es igual a la temperatura máxima, $T_{\text{máx}}$.

- La temperatura interna de las paredes en el interior del cilindro de la zona fría es igual a la temperatura mínima, $T_{\text{mín}}$.

Se realiza una representación del modelo Gamma para contemplar el comportamiento al cual se somete este motor, ver figura 97.

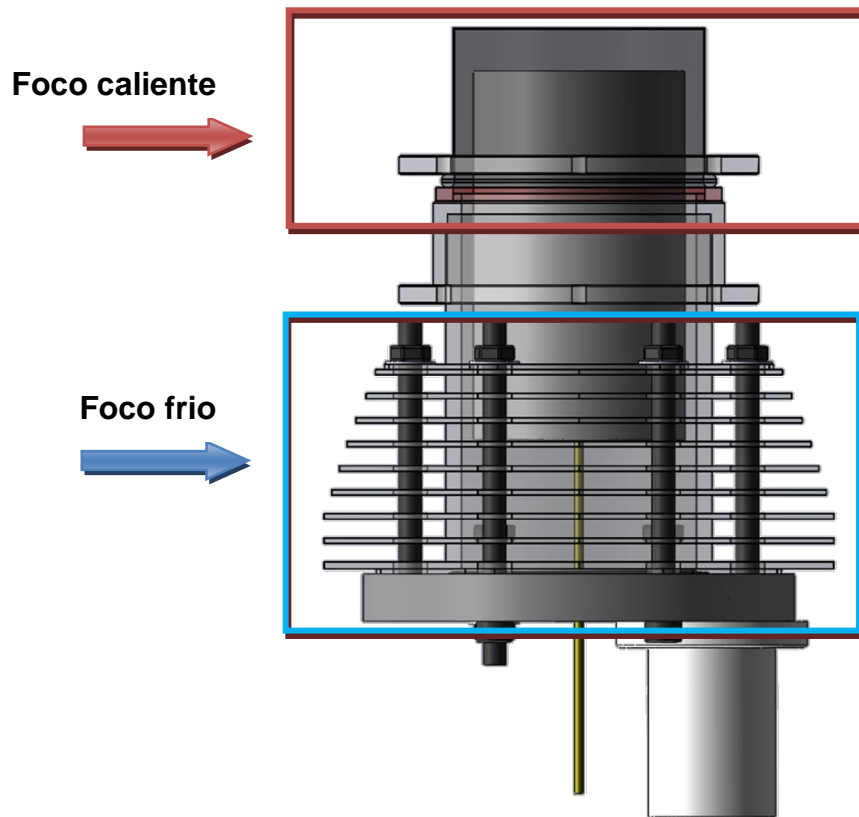
Figura 97. Modelo de transferencia de calor para el motor Stirling Gamma



Fuente: Autores.

El sistema del motor Stirling se divide en dos grupos, un primer grupo corresponde al análisis del foco caliente, y el segundo al análisis del foco frío, como se ve en la figura 98, la representación del modelo CAD del motor Stirling.

Figura 98. Modelo CAD de los focos del Motor Stirling Gamma



Fuente: Autores.

5.4.4 Cálculos del modelo por transferencia de calor

Para los cálculos del modelo se utilizan condiciones de operación y parámetros geométricos, como también propiedades de los materiales.

5.4.4.1 Parámetros del concentrador parabólico. Los datos de entrada para el concentrador para el disco parabólico son:

$$ancho = 0,6 [m]$$

$$alto = 0,65 [m]$$

$$prof = 0,045 [m]$$

- La reflectividad del vidrio espejo es de 3mm.

$$\rho = 0,754$$

- La distancia focal.

$$foco = \frac{ancho^3}{16 * prof * alto} \quad (5.63)$$

$$a = 2 * foco * \left(\left(\frac{alto}{ancho} \right)^2 - 1 \right)^{0,5} \quad (5.64)$$

$$d1 = \frac{\left(a + \frac{ancho}{2} \right)^2}{4 * foco} + foco \quad (5.65)$$

$$d2 = \frac{\left(a - \frac{ancho}{2} \right)^2}{4 * foco} + foco \quad (5.66)$$

- El ángulo focal.

$$phi_{borde} = arctan \left(\frac{\frac{foco}{ancho}}{2 * \left(\frac{foco}{ancho} \right)^2 - \left(\frac{1}{8} \right)} \right) \quad (5.67)$$

- El área del concentrador.

$$A_{concentrador} = \frac{4 * pi * foco^2 * sin(phi_{borde})^2}{(1 + cos(phi_{borde}))^2} \quad (5.68)$$

- Resultados.

$$foco = 0.4615 \text{ m}$$

$$d1 = 0.7154 \text{ m}$$

$$d2 = 0.4654 \text{ m}$$

$$phi_{borde} = 36.01^\circ$$

$$A_{concentrador} = 0.2827 \text{ m}^2$$

5.4.4.2 Parámetros del foco o absorbedor. Se presentan las características dimensionales y propiedades del foco.

- Absortividad del foco

$$\alpha = 0,79$$

- Diámetro del foco

$$D_{foco} = 0,089 \text{ m}$$

- Área del absorbedor

$$A_{absorbedor} = \frac{\pi * D_{foco}^2}{4} \quad (5.69)$$

- Resultados

$$A_{absorbedor} = 0.006221 \text{ m}^2$$

5.4.4.3 Calor en el foco o absorbedor del Motor Stirling. La energía total de entrada al concentrador, se considera la energía de llegada obtenida por captación de los rayos de sol. El dato promedio de la radiación solar incidente en el mes de diciembre de 2012, para la ciudad de Bucaramanga según la CMDDB, se ve en el anexo A.

$$I = 8 \frac{W}{m^2}$$

- El calor de entrada al foco caliente del motor Stirling.

$$q_s = I * A_{concentrador} \quad (5.70)$$

- La relación de concentración

$$C = \left(\frac{A_{concentrador}}{A_{absorbedor}} \right) * \alpha * \rho \quad (5.71)$$

- El calor que incide en el foco caliente del motor Stirling

$$Q = q_s * C \quad (5.72)$$

- Resultados

$$q_s = 2.262 \text{ W}$$

$$C = 27.07$$

$$Q = 61.24 \text{ W}$$

5.4.4.4 Análisis de transferencia de calor. En el motor Stirling se analizan los efectos de transferencia de calor por radiación y convección para los dos focos que son necesarios en el momento de funcionamiento.

➤ **Pérdida por Radiación.** Se analiza el foco caliente el cual se encuentra expuesto a la concentración de los rayos solares. Los datos de entrada son:

- Constante de Stefan-Bolzman,

$$\sigma = 5,667e - 8 \frac{W}{m^2 K^4}$$

- Emisividad del material, para este caso aluminio

$$\varepsilon = 0,79$$

- Temperatura ambiente

$$T_a = 298 \text{ K}$$

- Temperatura máxima, Th

$$T_H = 543 \text{ K}$$

- Ecuación del calor por radiación

$$Q_r = \varepsilon * \sigma * A_{absorbedor} * (T_H^4 - 9,2845e - 6 * T_a^6) \quad (5.73)$$

- Resultados

$$Q_r = 22.4 \text{ W}$$

➤ **Pérdida por Convección.** Se analizan las aletas disipadores del foco frio, ya que es donde se presenta la disipación de este foco. Datos de entrada, para análisis de las aletas,

- Paso de la aleta.

$$p = 7,125e - 3 \text{ m}$$

- Espesor de la aleta.

$$2 * t = 2e - 3 \text{ m}$$

- Radio externo de la aleta.

$$r = 0,095 \text{ m}$$

- Radio interno del tubo.

$$r_0 = 0,04145 \text{ m}$$

- Numero de aletas.

$$N_{aletas} = 9$$

- Área de transferencia de la aleta.

$$R_{ac} = r + 2 * t \quad (5.74)$$

$$L = r - r_0 \quad (5.75)$$

$$A_a = 2 * \pi * (R_{ac}^2 - r_0^2) \quad (5.76)$$

- Área de transferencia de la base.

$$A_b = 2 * \pi * r * (p - 2 * t) \quad (5.77)$$

- Área de transferencia de la superficie aleteada.

$$A_0 = N_{aletas} * A_a + A_b \quad (5.78)$$

- Eficiencia de la superficie aleteada.

$$\eta_{sa} = \frac{\eta_a * A_a + A_b}{A_0} \quad (5.79)$$

- Resultados.

$$R_{ac} = 0.097 \text{ m}$$

$$L = 0.05355 \text{ m}$$

$$A_a = 0.04832 \text{ m}^2$$

$$A_b = 0.003059 \text{ m}^2$$

$$A_0 = 0.438 \text{ m}^2$$

$$\eta_{sa} = 0.117$$

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección, h, se necesita determinar:

- Gravedad.

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

- Temperatura superficial de la aleta.

$$T_{aleta} = 313 \text{ K}$$

- Temperatura media.

$$T_m = \frac{T_{aleta} + T_a}{2} \quad (5.80)$$

Las propiedades del aire en función de la temperatura promedio son:

- Coeficiente de expansión térmica

$$\beta_{exp} = \frac{1}{T_m} \quad (5.81)$$

- Viscosidad cinemática.

$$\nu = 1,6285e - 5 \frac{m^2}{s}$$

- Conductividad térmica.

$$k_{aire} = 0,026065 \frac{W}{m * K}$$

- Densidad del aire.

$$\rho_a = 1,1645 \frac{kg}{m^3}$$

- Calor específico a temperatura ambiente.

$$C_p = 1007 \left[\frac{J}{kg * K} \right]$$

- Difusividad térmica

$$\alpha_1 = \frac{k_{aire}}{\rho_a * C_p} \quad (5.82)$$

- Numero de Prandtl.

$$Pr = 0,7275$$

- Numero de Rayleigh.

$$RA = \frac{g * \beta_{exp}}{\nu * \alpha_1} * (T_{alata} - T_a) * (2 * t)^3 \quad (5.83)$$

- Numero de Nusselt.

$$Nu = 0,54 * RA^{0,25} \quad (5.84)$$

$$Nu = \frac{hL}{K_{aire}} \quad (5.85)$$

- Resultados.

$$T_m = 305.5 K$$

$$\beta_{exp} = 0.003273 K^{-1}$$

$$\alpha_1 = 0.00002223 \frac{m^2}{s}$$

$$RA = 10.65$$

$$N_u = 0.9754$$

$$h = 0.4748 \frac{W}{m^3 * k}$$

Para determinar la eficiencia de la aleta necesita de las siguientes propiedades:

- Conductividad térmica del aluminio.

$$k_{aleta} = 237 \frac{W}{m * k}$$

- Espesor de aleta

$$t = 0,001 m$$

$$beta = sqrt\left(\frac{h}{k_{aleta} * t}\right) \quad (5.86)$$

$$theta = \left(\left(\frac{r}{r_0}\right) - 1\right) * \left(1 + 0,35 * ln\left(\frac{r}{r_0}\right)\right) \quad (5.87)$$

$$eta_a = \frac{tanh(beta * r_0 * theta)}{beta * r_0 * theta} \quad (5.88)$$

- Temperatura de la base

$$T_b = 316 K$$

$$DELTA_b = (T_b - T_a) \quad (5.89)$$

- Resultados

$$beta = 1.415$$

$$eta_a = 0.9968$$

$$DELTA_b = 18 k$$

La ecuación de calor por convección para las aletas está dado por:

$$Q_c = \left(1 - \left(N_{aletas} * \frac{A_a}{A_0}\right) * (1 - eta_a)\right) * A_0 * h * DELTA_b \quad (5.90)$$

$$Q_c = 3.731 W$$

Para el análisis del foco frio sin tener presente las aletas disipadoras es el siguiente:

- Longitud del tubo

$$L_{tubo} = 0,6 m$$

- Temperatura media

$$T_{m2} = \frac{T_H + T_a}{2} \quad (5.91)$$

Las propiedades del aire en función de la temperatura promedio son:

- Coeficiente de expansión térmica

$$\beta_{exp2} = \frac{1}{T_{m2}} \quad (5.92)$$

- Viscosidad cinemática

$$\nu_{a2} = 4,0381e - 5 \frac{m^2}{s}$$

- Conductividad térmica

$$k_{aire2} = 0,0406 \frac{W}{m * K}$$

- Densidad del aire

$$\rho_{a2} = 0,6852 \frac{kg}{m^3}$$

- Calor específico a temperatura ambiente

$$C_{p2} = 1032,2 \frac{J}{kg * K}$$

- Difusividad térmica

$$\alpha_2 = \frac{k_{aire2}}{\rho_{a2} * C_{p2}} \quad (5.93)$$

- Numero de Prandtl

$$Pr_2 = 0,6953$$

- Numero de Rayleigh

$$RA_2 = \frac{g * \beta_{exp2}}{\nu_{a2} * \alpha_2} * (T_H - T_a) * (L_{tubo})^3 \quad (5.94)$$

- Numero de Nusselt

$$Nu_{u2} = 0,36 + \left(\frac{0,51 * RA_2^{0,25}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_2} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{4}{9}}} \right) \quad (5.95)$$

$$N_{u2} = h2 * \frac{L_{tubo}}{k_{aire2}} \quad (5.96)$$

- Resultados

$$T_{m2} = 305.5 \text{ K}$$

$$\beta_{exp} = 0.003273 \text{ K}^{-1}$$

$$\alpha_2 = 0.0000574 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$RA2 = 5,326 \text{ e } 8$$

$$N_{u2} = 58.82$$

$$h2 = 3.98 \frac{\text{W}}{\text{m}^3 * \text{K}}$$

La ecuación del calor por convección para una superficie cilíndrica es:

- Área superficial del cilindro

$$A_1 = \pi * D_{foco} * L_{tub} \quad (5.97)$$

- Calor por convección en la superficie del cilindro

$$Q_{c2} = A_1 * h * (T_H - T_a) \quad (5.98)$$

- Resultados

$$A_1 = 0.1678 \text{ m}^2$$

$$Q_{c2} = 19.51 \text{ W}$$

5.4.4.5 Balance de energía

$$E_{entra} = E_{sale} \quad (5.99)$$

$$Q = Q_1 + Q_r + Q_{c2} \quad (5.100)$$

$$Q_{salida} = Q_r + Q_c + Q_{c2} \quad (5.101)$$

$$Q_{salida} = 45.65 \text{ W}$$

El calor que aprovecha el aire para convertir en trabajo

$$Q_1 = 19.32 \text{ W}$$

6. COSTOS DE CONTRUCCIÓN

A continuación se describen las experiencias económicas vividas en relación a la construcción del motor Stirling tipo Gamma con el propósito de obtener unos factores económicos que nos brinden apoyo, en el momento de tomar una decisión para una configuración ideal según los requerimientos del usuario para la obtención de una potencia útil. En la tabla 18, se da un listado costos de piezas utilizadas para realizar el motor Stirling tipo Gamma.

Tabla 18. Costos de construcción motor Stirling Gamma

	Parámetro de cobro	Costo	Tiempo requerido	Costo Real
Pieza en aluminio	1, 5, 6	A	F	\$ 700.000
Tapa de cámara fría	1, 6	A	F	\$ 120.000
Empaque de caucho	3	C	D	\$ 12.000
Inserto buje de teflón	1, 6	A	F	\$ 35.000
Tapa tuerca foco caliente	1, 6	B	F	\$ 160.000
Empaque de silicona	4, 5	B	F	\$ 45.000
Foco caliente	2, 5, 6	B	F	\$ 30.000
Brida de teflón	2, 6	A	F	\$ 180.000
Desplazador	2, 5	B	E	\$ 40.000
Embolo de potencia	1, 6	C	F	\$ 30.000
Camisa de embolo de potencia	1, 6	C	F	\$ 60.000
Varilla de bronce	1	C	D	\$ 3.000
Terminal de cobre	3	B	D	\$ 9.000
Eje cigüeñal	1, 6	B	F	\$ 25.000
Volante	1, 6 o 1, 5, 6	B	F	\$ 35.000
Estructura	1, 6	C	E	\$ 35.000
Tratamiento - Niquelado	6	A	E	\$ 20.000
Tornillería- Rodamientos	3	C	D	\$ 18.000
			TOTAL	\$ 1.557.000

Fuente: Autores.

6.1 PARÁMETROS DE COBRO

Los parámetros de cobro definen la importancia de las piezas utilizadas, basadas en el diseño y construcción del motor Stirling tipo Gamma. Se define un valor o grado de importancia para la pieza, como se observa a continuación,

1. Para esta pieza se necesita material que viene de forma extruida en diámetros diversos el cual se selecciona de acuerdo a nuestro diseño y su costo depende del volumen. (Se puede comprar la cantidad que se quiera).
2. Para esta pieza se necesita material que viene de forma laminar en espesores diversos el cual se selecciona de acuerdo a nuestro diseño y su costo depende del volumen. (Se puede comprar la cantidad que se quiera).
3. Este tipo de elemento se consigue con características de medida de diámetro y espesores. (Se puede comprar la cantidad que se quiera)
4. Material de forma líquida y su costo lo define la cantidad (Se debe comprar una mínima cantidad).
5. Pieza que tiene un proceso en el cual se necesita un diseño preliminar o modelo y molde. (Costoso si solo es una pieza).
6. Pieza que tiene un proceso de mecanización con maquinaria especializada. (Su costo depende de las horas – maquina consumidas).

6.2 COSTO

Se caracteriza por el valor en pesos que presenta el material y su mecanizado.

A = Costoso.

B = Medianamente costoso.

C = Bajo costo.

6.3 TIEMPO REQUERIDO

Se caracteriza por la facilidad de obtener la pieza como materia prima hasta su mecanizado final.

D = Rápido

E = Medio rápido

F = Demorado

Con la anterior información se consiguen los parámetros más importantes, los cuales se deberían tener en cuenta para la toma de selección de una configuración adecuada para el motor Stirling tipo Gamma.

6.4 CRITERIO DE COSTO.

Según el despliegue de la función calidad teniendo en cuenta el costo y el tiempo requerido para su elaboración encontramos que:

- Pieza en aluminio
- Foco caliente
- Bridas de teflón

Son los elementos que distorsionan significativamente el costo total de proyecto. Por lo tanto, para la selección de la configuración geométrica adecuada, es de vital importancia estos parámetros.

7. SOFTWARE DEL MOTOR STIRLING GAMMA

Para valorar el comportamiento del Motor Stirling tipo Gamma desde el punto de vista teórico, es de importancia el desarrollo de un modelo que represente el sistema del motor como del mecanismo a utilizar, mediante el análisis isotérmico ideal y análisis geométrico por el modelo de Schmidt, para obtener una visión del comportamiento ideal dentro del motor. A partir de esta condición se procede a desarrollar un programa en Matlab que permita estudiar el comportamiento del sistema.

El diseño del programa en la interfaz gráfica GUIDE de Matlab permite simular el comportamiento del motor, con entrada de datos, salida de resultados con una representación gráfica del ciclo en el motor y del mecanismo a utilizar. A partir de esto, el usuario define su propio prototipo para el dimensionamiento del motor Stirling tipo Gamma con el objeto de obtener la capacidad de potencia necesaria en su diseño parametrizado.

7.1 MÉTODO DE ANÁLISIS DEL CICLO STIRLING

El ciclo Stirling es un ciclo complejo, y lo que se pretende es entender el modelo del ciclo cerrado, en que una zona del motor se encuentra caliente, pero al mismo tiempo en otra zona se está enfriando y en su interior se combinan estos dos efectos tanto el calor como el frío en el gas de trabajo, esto dificulta en gran parte la manera de comprender el ciclo termodinámico en un tiempo determinado.

Se plantean diferentes hipótesis de análisis en función de las ecuaciones que definen el ciclo Stirling, cada método plantea un análisis del comportamiento de su modelo, teniendo presente diversas aproximaciones para su desarrollo. Estos métodos han sido estudiados, analizados y se dividen en 4 tipos, como lo

menciona Martini¹⁰ en el proyecto **Simulación del Motor Stirling por el Método LHA.**

- **Método de cero orden.** Se considera este método definir el número de Beale, según el criterio de un diseño bien experimentado, una diferencia de temperatura alta, para así, determinar la potencia útil en el eje.
- **Método de primer orden.** Se considera un método definido por el **análisis de Schmidt**, en el cual se obtienen soluciones de forma cerrada para variaciones del volumen en espacios sinusoidales por el efecto del ángulo del cigüeñal y también, se considera en cada zona que las temperaturas son isotérmicas y no se presentan ningún tipo de pérdida por transferencia de calor.
- **Métodos de segundo orden (método desacoplado).** Este método presenta un análisis basado en la modificación de Schmidt, se trabaja un modelo transitorio de transferencia de calor. Este análisis se considera adiabático para el interior del motor y los espacios de expansión y compresión. En el proceso supone un caso ideal donde se presentan diferentes tipos de pérdidas (caídas de presión, imperfecciones en el regenerador, etc.).
- **Métodos de tercer orden:**

Se utiliza un aproximan del motor dividido en varios volúmenes de control, a los cuales se aplica las ecuaciones diferenciales de conservación, también interviene las interacción entre pérdidas para cada volumen de control. Efectos reales dentro del motor que se presentan comúnmente como son las pérdidas de un motor Stirling:

¹⁰ C.D. West (1986). Principles and Applications of Stirling Engines. Ed. Van Nostrand Reinhold Company.

- Pérdidas adiabáticas por presión y por fugas.
- Pérdidas transitorias de calor.

Este método tiene un nivel de modelado más alto y al igual que el método de segundo orden, es necesario realizar un código por computadora para facilitar los datos del comportamiento cuasi-real del motor.

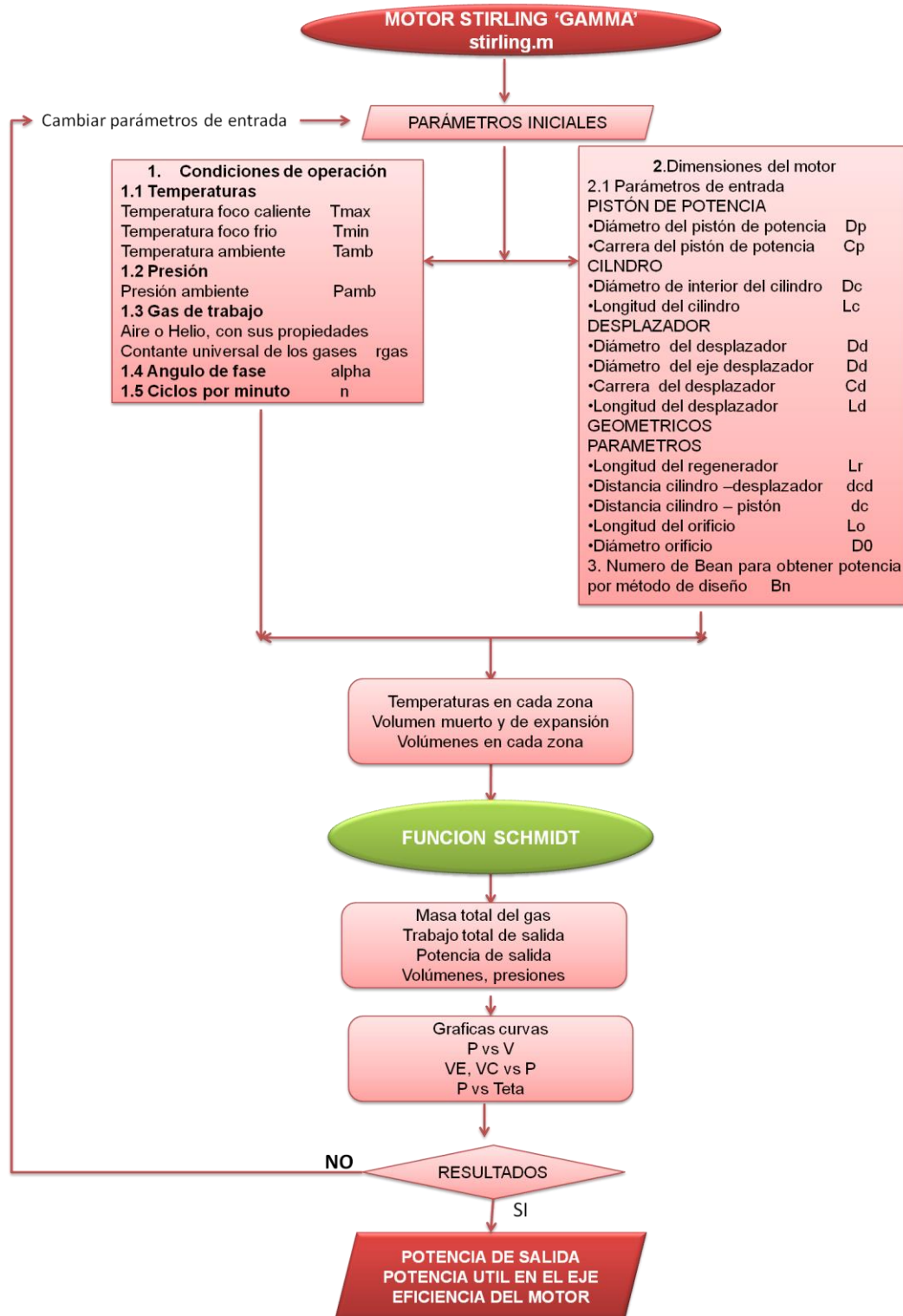
Pero para este caso se realizará un modelo de funcionamiento en estado estacionario, ya que un modelo en estado transitorio requiere de mayor análisis. Es por esto que se trabaja con el método de primer orden, el cual supone un análisis isotérmico ideal del comportamiento en el interior del modelo Stirling gamma, considerado por el método de Schmidt para un cálculo rápido del volumen mediante la geometría del motor por efecto del movimiento sinusoidal entre los dos pistones del motor.

Bajo estas condiciones se procede a desarrollar un programa que permita estudiar el comportamiento del ciclo Stirling mediante la geometría del mismo y obtener con este mismo un parámetro de gran importancia como lo es la salida de potencia que se obtiene por la diferencia de las temperaturas en cada zona, tanto de caliente como fría.

7.2 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MOTOR STIRLING TIPO GAMMA

Mediante la representación gráfica del proceso en cadena para el software **MOTOR STIRLING 'GAMMA'**, ver figura 99. La visión grafica pretende de una forma rápida entender el diagrama de flujo desde su punto de inicio hasta su punto final, una determinación de parámetros de entrada hasta obtener una representación del comportamiento de cada función (ver Anexo E), para la determinación del resultado final.

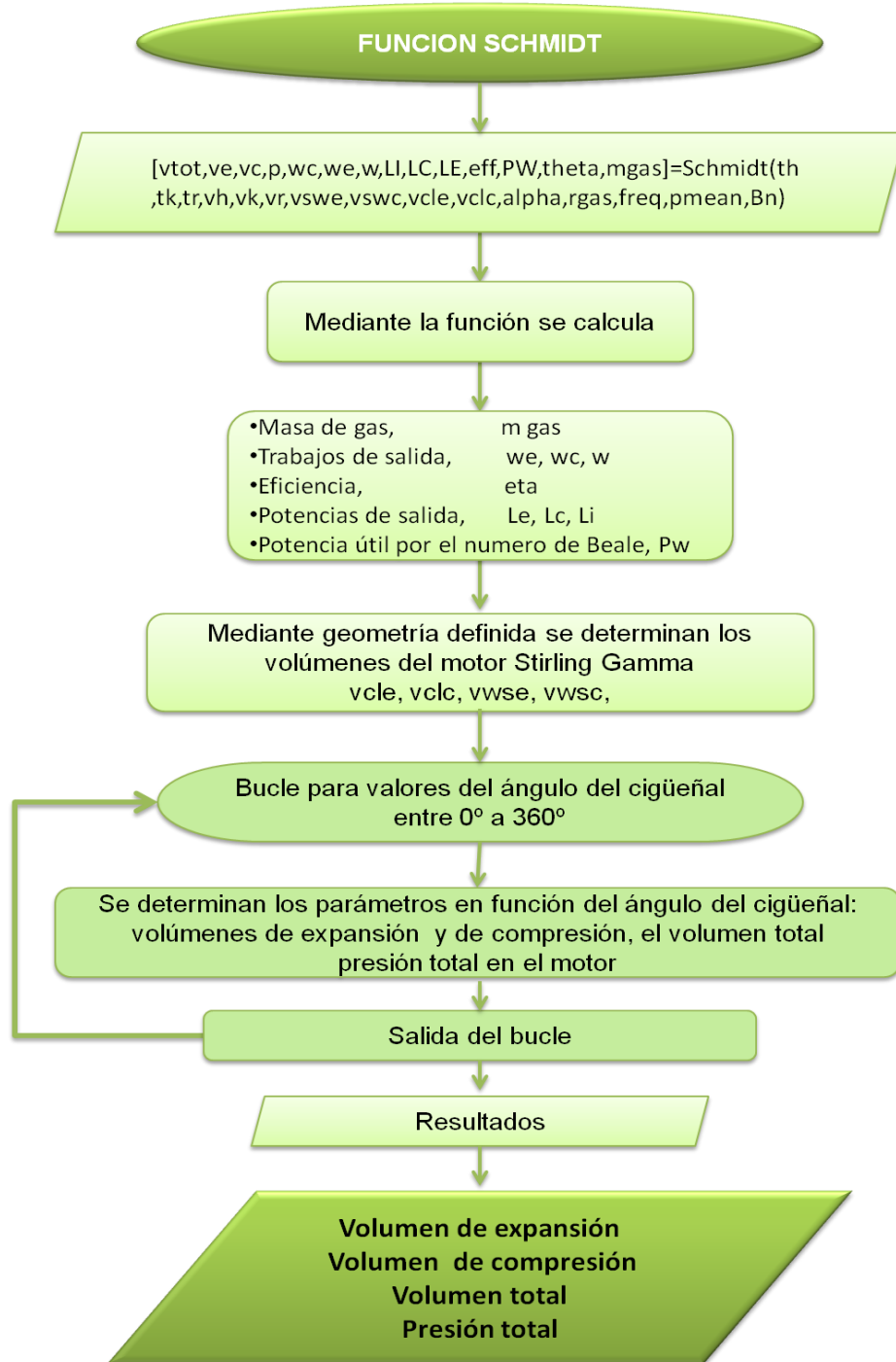
Figura 99. Diagrama de flujo MOTOR STIRLING 'GAMMA'.



Fuente: Autores.

7.2.1 Diagrama de flujo ANÁLISIS METODO SCHMIDT.

Figura 100. Diagrama de flujo de análisis método Schmidt.



Fuente: Autores.

7.3 PROGRAMA STIRLING ENGINE 'GAMMA'

Con el objetivo de desarrollar un programa en Matlab para realizar el diseño parametrizado de un Motor Stirling tipo Gamma, el cual permite mediante parámetros geométricos y de operación, obtener la capacidad de potencia estimada por el usuario.

El programa se compone principalmente de una interfaz gráfica realizada en la aplicación GUIDE de Matlab, esto permite una interacción del usuario y software, mediante el ingreso de los parámetros siguientes:

- La geometría y las condiciones de operación del motor Stirling.
- El mecanismo de biela-manivela del motor Stirling.

Esto permite al usuario determinar la potencia necesaria para una geometría que el prefiera. El código del programa se encuentra en el Editor de Matlab con nombre **Stirling.m** (Ver Anexo E), donde se encuentran todas las variables de entrada, funciones, ecuaciones y salida de datos, para utilizarla en la interfaz gráfica **Stirling.figure**.

7.3.1 INTERFAZ GUIDE.

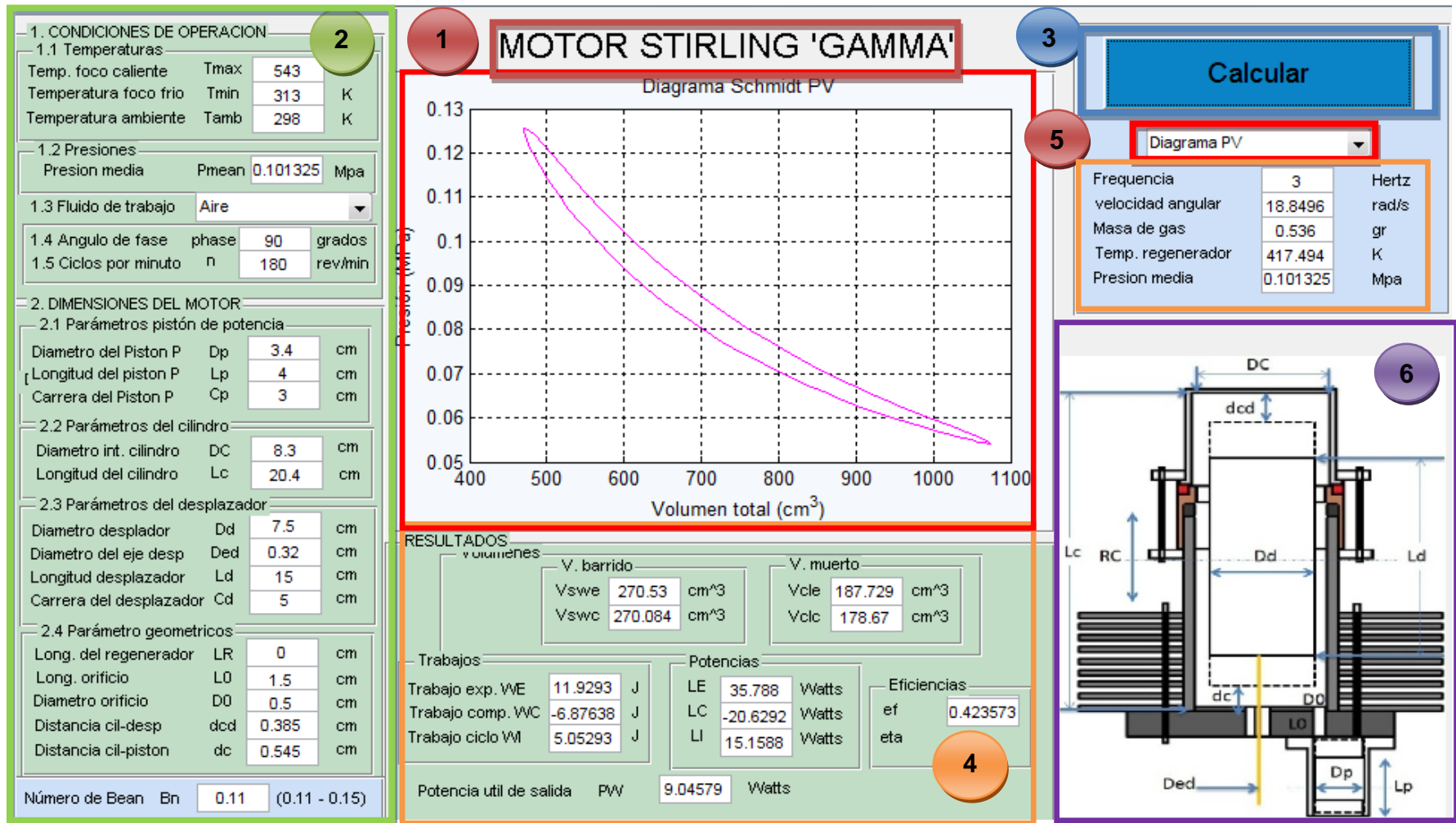
La ventana del programa se caracteriza por los diferentes paneles de entrada y salida de datos, que se definen como parámetros para el usuario. Estos paneles se caracterizan por utilizar el mismo color, para diferenciar cada parámetro de entrada y salida de datos, esto facilita una interpretación rápida. La interfaz presenta dos Pushbutton, el botón **Calcular**, da solución al software y el botón **Graficas**, representa la solución gráfica del mecanismo biela-manivela.

Esta interfaz con el nombre **Stirling**, se caracteriza por tener los siguientes elementos:

1. Nombre del programa (MOTOR STIRLING 'GAMMA').
2. Condiciones de operación y dimensiones del motor.
Se definen los parámetros geométricos como se menciona en el diagrama de flujo 5.2.1.
3. Botón Calcular.
Da la solución completa del software, es necesario presionar e botón para ver los diferentes resultados si se desea cambiar tanto el tipo de parámetro dimensional, tipo de gas o tipo de gráfica.
4. Resultados del motor.
Muestra la salida de resultados del numeral 2.
5. Representación gráfica del comportamiento del motor.
Presenta un popupmenu que despliega para seleccionar el tipo de grafica que se quiere ver en el visor grafico Axes2, ver figura 100.
6. Imagen de la configuración del motor Stirling tipo Gamma.
Representa la configuración del motor Stirling Gamma con los parámetros de entrada geométricos.

En la figura 101 se presenta la interfaz del programa Motor Stirling Gamma realizado con la aplicación de Guide de Matlab, para que sea una interfaz amigable con el usuario.

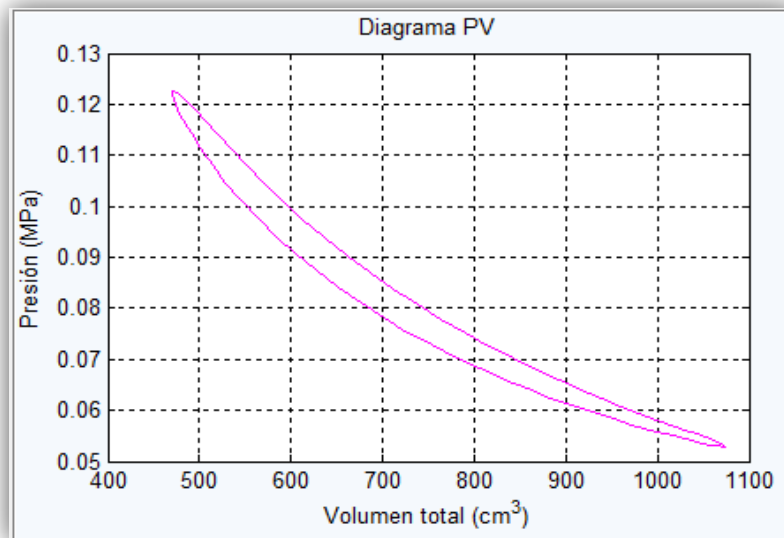
Figura 101. Interfaz gráfica stirling.figure



Fuente: Autores.

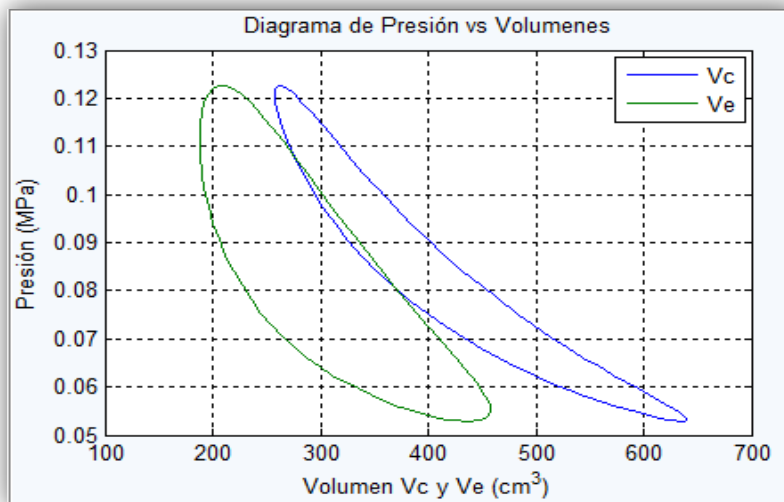
De los resultados se obtienen estas 3 graficas, que representan el comportamiento del motor para los volúmenes, la presión y el ángulo del cigüeñal, ver figuras 102 al 104.

Figura 102. Diagrama PV del comportamiento del motor



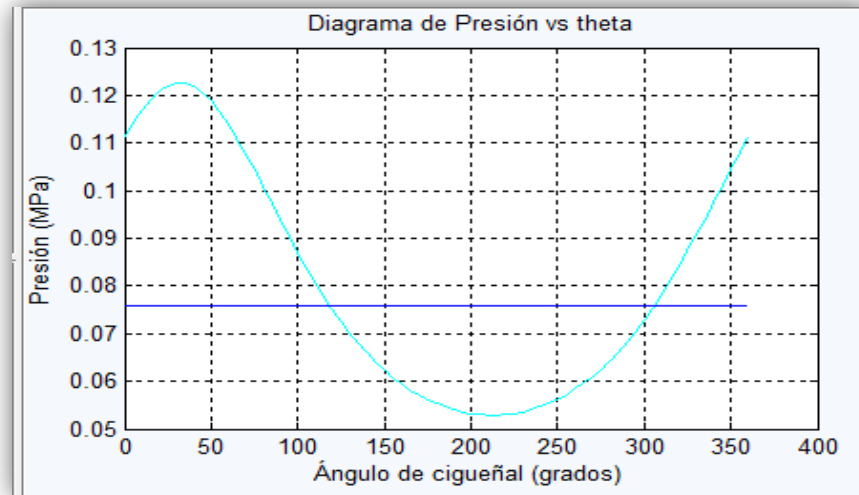
Fuente: Autores.

Figura 103. Diagrama P vs Volúmenes



Fuente: Autores.

Figura 104. Diagrama P vs Ángulo de cigüeñal



Fuente: Autores.

7.4 PRUEBAS DEL PROGRAMA MOTOR STIRLING 'GAMMA'

Para realizar las pruebas, se necesita de unas condiciones de operación definidas, como también, de una geometría definida para el motor, en base a esto se pueden dar diferentes configuraciones para determinar una potencia de salida del motor y que cumpla con los requerimientos del usuario. Parámetros a variar:

- Temperaturas del foco caliente y frío.
- Fluido de trabajo.
- Presión media.
- Revoluciones del motor.
- Geometría del motor.

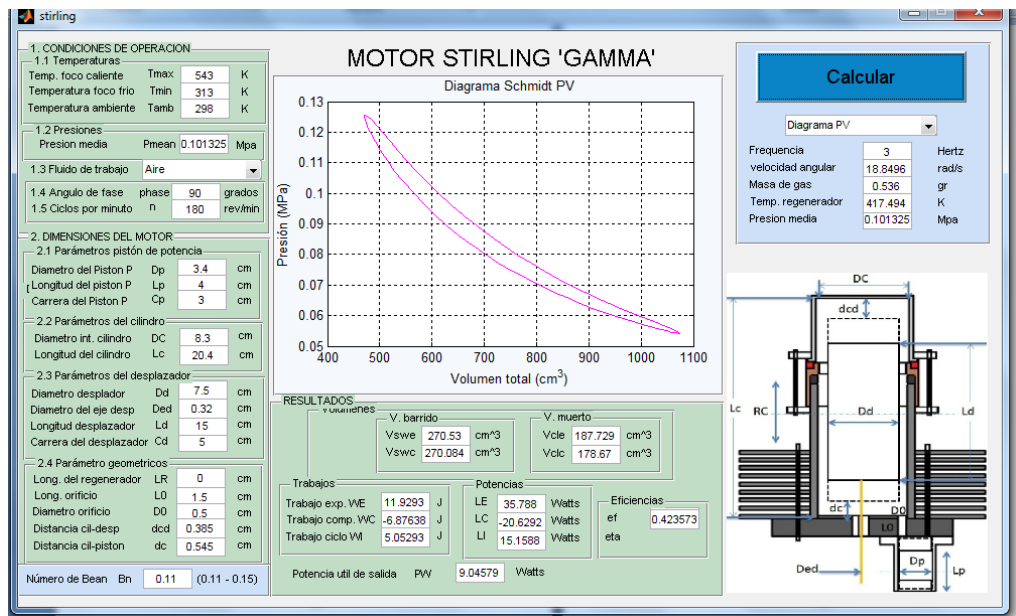
El motor Stirling tipo Gamma construido se limita a una temperatura del foco caliente o temperatura máxima hasta unos 300°C por el material, brida de teflón, que mantiene unida la cámara ente el foco caliente y el cilindro aleteado. Considerando los parámetros se dispone a jugar con estos, para determinar una potencia adecuada para el motor.

7.4.1 Análisis de resultados.

Para determinar una potencia de salida en el motor se utilizan dos programas de trabajo, un primer programa es el llamado MOTOR STIRLING "GAMMA", y un segundo programa es el programa utilizado por **Stirling Cycle Machine Analysis (Spring 2012)** ¹¹. La utilización de los dos programas garantiza un valor de potencia el cual al ser utilizado podemos determinar por geometría la potencia que espera el usuario, por ende se harán unas pruebas para encontrar la geometría que mejor se adapte a la condición de potencia.

El programa Stirling utilizado por el método isotérmico ideal calcula valores que son necesarios como datos de entrada en el programa adiabático ideal. Los datos se utilizan para obtener un valor de potencia y comprar los dos métodos de análisis. En la figura 105, se presenta la prueba 1 como datos de resultados.

Figura 105. Prueba 1, modelo isotérmico ideal



Fuente: Autores.

¹¹ Disponible en el siguiente enlace: <http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/me422.html>

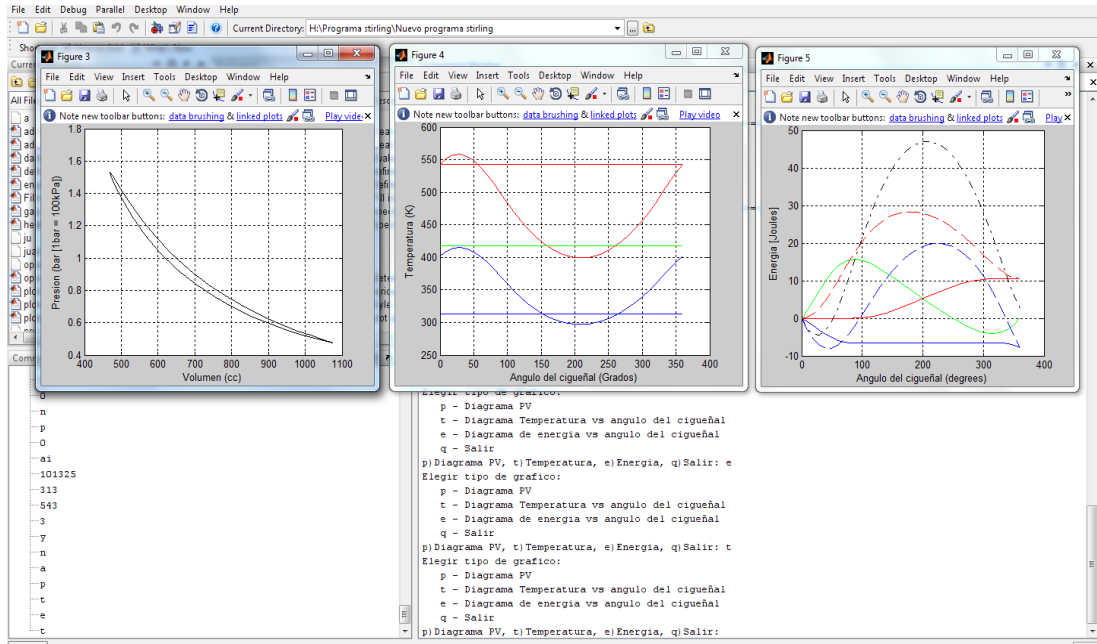
Para el análisis adiabático ideal se corre el programa de comparación con los datos obtenidos por el método isotérmico ideal. Con esto se manejan ambos programas con igual cantidad de datos y valores.

➤ **Nombre el archivo Prueba1**

- Parámetros de operación:
Presión media (kPa): 101.325
Temperatura enfriador (K): 313.0
Temperatura calentador (K): 543.0
Temperatura regenerador (K): 417.5
Frecuencia de operación (hertz): 3.0
Presión de ángulo de fase beta 30.0 (degrees)
Masa total de gas: 0.536(gm)
- Análisis Schmidt:
Work (joules) 5.053e+000, Power(watts) 1.516e+001
Qexp(joules) 1.193e+001, Qcom(joules) -6.876e+000
Lexp(watts) 3.579e+001, Lcom(watts) -2.063e+001
Indicated efficiency 0.424
- Análisis Adiabático Ideal:
Enfriador $T_k = 313.0[K]$, Calentador $T_h = 543.0[K]$
iteration 0: $T_c = 313.0[K]$, $T_e = 543.0[K]$
iteration 19: $T_c = 401.8[K]$, $T_e = 542.7[K]$
- Resultados del Análisis Adiabático Ideal:
El calor transferido al enfriador: -23.61[W]
El calor neto transferido al regenerador: 0.02[W]
El calor transferido al calentador: 31.36[W]
Potencia total de salida: 7.71 [W]
Eficiencia térmica: 24.6 [%]

Para la figura 106, se utiliza el método adiabático ideal, el cual se calcula con los datos del modelo isotérmico ideal, pero obteniendo nuevos valores y graficas del modelo como se ve a continuación.

Figura 106. Prueba 1, modelo adiabático ideal



Fuente: Autores.

En la tabla 19, se presentan los datos de las pruebas de ambos modelos isotérmico ideal y el modelo adiabático ideal, este último se considera una aproximación casi real para el motor Stirling tipo gamma. Cada prueba se compara para obtener la mejor respuesta de salida de potencia.

Tabla 19. Pruebas de potencia variando parámetros geométricos

	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4
Parámetros de operación				
Temperatura foco caliente	543	543	543	543
Temperatura foco frio	313	313	313	313

Tabla 19. (Continuación)

Presión media	0,101325	0,101325	0,101325	0,101325
Fluido de trabajo	Aire	Aire	Aire	Aire
Angulo de fase	90	90	90	90
Ciclos por minuto	180	180	180	180
Parámetros Geométricos				
Diámetro del pistón	3,4	4	3,4	3
Longitud del pistón	4	5	4	4
Carrera del pistón	3	3,5	3	3,5
Diámetro interior del cilindro	8,3	6	7,5	9,1
Longitud del cilindro	20,4	12	20,4	20
Diámetro del desplazador	7,5	5,2	7,2	8,6
Diámetro del eje desplazador	0,32	0,32	0,32	0,32
Longitud del desplazador	15	11	15	15
Carrera del desplazador	5	4	5	6,5
Longitud del regenerador	0	0	0	0
Longitud orificio	1,5	1,5	1,5	1,5
Diámetro orificio	0,5	0,5	0,5	0,5
Distancia cilindro desplazador	0,385	0,385	0,385	0,385
Distancia cilindro-pistón	0,545	0,545	0,545	0,545

Fuente: Autores.

Los resultados obtenidos de las pruebas, se ven en la tabla 20, los cuales se realizaron para ambos modelos, algo importante es que el modelo adiabático ideal, crea un archivo para luego ser corrido en otra ocasión.

De los datos obtenidos la prueba 4 para ambos modelos y la geometría seleccionada representan la solución para obtener una potencia de 10 vatios de potencia de salida en el motor Stirling gamma

Tabla 20. Resultados de pruebas de potencia

	Resultados	Prueba 1 Isotérmica	Prueba 1 Adiabática	Prueba 2 Isotérmica	Prueba 2 Adiabática
Temperatura [k]	Te	543	542,7	543	544,9
	Tc	313	401,8	313	386,1
Volúmenes [cm ³]	Vswe	270,53	270,53	113,097	113,097
	Vswc	270,084	270,084	112,732	112,732
	Vcle	187,729	187,729	107,73	107,73
	Vclc	178,67	178,67	102,884	102,884
Trabajo [Julios]	We	11,9293	10,453	4,06337	3,813
	Wc	-6,87638	-7,87	-2,34224	-2,736
	WI	5,05293	2,57	1,72113	1,063
Potencia [Watts]	LE	35,788	31,36	12,1901	11,44
	LC	-20,6292	-23,61	-7,02672	-8,21
	LI	15,1588	7,71	5,1634	3,19
Eficiencia	ef	0,42	0,246	0,42	0,279
	Resultados	Prueba 3 Isotérmica	Prueba 3 Adiabática	Prueba 4 Isotérmica	Prueba 4 Adiabática
Temperatura [k]	Te	543	542,7	543	536,8
	Tc	313	401,8	313	435,8
Volúmenes [cm ³]	Vswe	220,893	220,893	422,752	422,752
	Vswc	220,447	220,447	422,186	422,186
	Vcle	85,3613	85,3613	148,205	148,205
	Vclc	77,8906	77,8906	137,276	137,276
Trabajo [Julios]	We	13,5089	10,34	26,9268	20,26
	Wc	-7,78688	-8,48	-15,5213	-16,81
	WI	5,72199	1,86	11,4055	3,44
Potencia [Watts]	LE	40,5266	31,03	80,7804	60,78
	LC	-23,3606	-25,45	-46,564	-50,44
	LI	17,166	5,57	34,2164	10,33
Eficiencia	ef	0,42	0,246	0,42	0,17

Fuente: Autores.

8. PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS DEL MOTOR STIRLING

En esta fase del proyecto se esperaba cierto comportamiento del motor, al tener en cuenta los cálculos que se realizaron. La entrada energética de nuestro motor Stirling tipo Gamma, puede tener cualquier origen, lo importante es conseguir una temperatura aproximada de 300 °C, sin embargo este proyecto se enfocó en la importancia de utilizar la energía solar como fuente de energía, sabiendo esto decidimos hacer dos pruebas una solar y una con un combustible fósil común, para lo cual se utilizó el gas Butano.

8.1 INSTRUMENTACIÓN UTILIZADA

Los instrumentos de medición son de gran importancia en el momento de medir alguna variable, para este caso contaremos de ciertos instrumentos que facilitaran la toma de datos para a la hora de poner en marcha o funcionamiento el motor Stirling.

8.1.1 Termómetro electrónico.

El termómetro electrónico, ver figura 107, maneja un rango de temperatura entre -60 a 300 °C, cumpliendo con el requerimiento adecuado de temperatura en la zona fría a la hora del funcionamiento del motor para realizar la prueba.

Figura 107. Termómetro electrónico



Fuente: Autores.

8.1.2 Sensor de temperatura.

El sensor de temperatura, ver figura 108, maneja un rango de temperatura entre -20°C a 1370°C, cumpliendo con el requerimiento adecuado de temperatura en la zona caliente a la hora del funcionamiento del motor para realizar la prueba.

Figura 108. Sensor de temperatura



Fuente: Autores.

8.1.3 Voltímetro digital.

El voltímetro digital presenta dos funciones principales, la primera definir el valor de temperatura obtenido con el sensor de temperatura por diferencia de voltaje y la segunda se utiliza para determinar el valor del voltaje y de corriente en la parte de generación eléctrica de los leds dado por el volante-generator, ver figura 109.

Figura 109. Voltímetro digital



Fuente: Autores.

8.1.4 Gas Butano.

El gas butano como fuente de energía externa utilizada para garantizar una temperatura adecuada en la zona caliente, este gas se encuentra en una presentación de 190 gr, como se ve en la figura 110.

Figura 110. Gas Butano



Fuente: Autores.

8.1.5 Tacómetro digital.

El tacómetro digital determina la velocidad de funcionamiento del volante-generator, para garantizar las revoluciones con las que se trabajan. Ver figura 111.

Figura 111. Tacómetro digital



Fuente: Autores.

8.1.6 Lubricante.

El lubricante (ver figura 112), se utiliza para los elementos que presentan fricción durante el funcionamiento del motor, esto garantiza una mejor marcha del mecanismo de biela-manivela y la entre la biela que compone el desplazador, como en los rodamientos.

Figura 112. Lubricante



Fuente: Autores.

8.2 PRUEBA SOLAR

Para realizar la prueba solar, se dispone de un día que no se presente alguna perturbación, esto quiere decir que no se presenten lluvias, clima nuboso, sino que se tenga un día despejado y con buen sol, para captar la energía solar con el concentrador parabólico solar y enfocarla en el foco caliente del motor Stirling.

8.2.1 Procedimiento.

Se presentan las condiciones iniciales para realizar la prueba solar, ver tabla 21.

Tabla 21. Condiciones iniciales operación

CONDICIONES INICIALES
FECHA: 1 ABRIL DE 2013
LUGAR: BUCARAMANGA-COLOMBIA N7°9'18.129" - W73°6'16.669"

Tabla 21. (Continuación)

ALTITUD: 1010 M.
Hora de inicio: 11:15 PM
Temperatura ambiente: 29.1 °C
Velocidad del viento: 6 m/s aprox.
Tiempo total de la prueba = 35 minutos

Fuente: Autores.

Se procedió a instalar el sensor de alta temperatura en el foco caliente y el termómetro electrónico en el foco frío, como se ve en la figura 113.

Figura 113. Sensores de temperatura ubicados en el motor Stirling



Fuente: Autores.

El motor para esta prueba tenía un elemento nuevo, el cual consistía en una sombra de tela de algodón para evitar calentamiento en las aletas debido a los rayos solares. En cuanto a la preparación para la captación de la energía solar, se preparó el concentrador parabólico, ver figura 114. Este se compone de una superficie compuesta de 300 espejos de 1"x1", que cubren el área del disco para simular idealmente un espejo completo sobre el espacio del disco, estos espejos se limpiaron debido a la suciedad del polvo y también, para dar una brillantes en de superficie limpia.

Figura 114. Concentrador parabólico



Fuente: Autores.

Se dio comienzo a la prueba con temperaturas iniciales de 31.4 °C en el foco frío, como se ve en la figura 115.

Figura 115. Temperatura inicial en el foco frío



Fuente: Autores.

También se presenta una temperatura inicial de 38 °C en el foco caliente, ver figura 116, esta diferencia se supone a que la pintura negra mate en el foco caliente permitió absorber más rápidamente la radiación directa presente en ese momento.

Figura 116. Temperatura inicial en el foco caliente



Fuente: Autores.

Se cuadro el punto de concentración al centro del foco caliente del motor Stirling, ver figura 117.

Figura 117. Concentración puntual en el foco caliente



Fuente: Autores.

Se observó una gran pérdida de temperatura en el foco caliente, debido al gran viento que hacía en ese momento, entonces se instaló un elemento que permitiera cortar un poco las corrientes de aire, ver figura 118.

Figura 118. Foco caliente con recipiente para evitar pérdidas de calor por el viento



Fuente: Autores.

Notablemente el alcanzar la temperatura máxima con las dimensiones de esta antena, fue un proceso demorado, casi 16 minutos el termómetro nos indicó una temperatura de 215°C y se sostuvo en este punto durante casi 5 minutos por lo cual se evidenciaba que este era el tope energético en ese momento según las condiciones climáticas, con la temperatura de foco frío en 34.7°C, se procedió a dar arranque al motor Stirling tipo Gamma, obteniendo los siguientes resultados en una prueba que abarco 140 minutos, ver tabla 22.

Tabla 22. Resultados de la prueba solar de 140 minutos

TIEMPO	T caliente (°C)	T fría (°C)	ΔT (°C)	RPM
1"	40	31,4	8,6	0
10"	40	31,5	8,5	0
20"	41	31,4	9,6	0
30"	44	31,5	12,5	0
40"	45	31,6	13,4	0
50"	48	31,6	16,4	0
60"	45	31,6	13,4	0
2'	159	31,5	127,5	0

Tabla 22. (Continuación)

2'30"	163	31,5	131,5	0
3'	189	31,6	157,4	0
3'30"	195	31,6	163,4	0
4'	199	31,6	167,4	0
4'30"	201	31,6	169,4	0
5'	205	31,5	173,5	0
5'30"	209	31,6	177,4	0
6'	215	31,6	183,4	0
6'30"	214	31,6	182,4	0
7'	215	31,7	183,3	0
7'30"	213	31,7	181,3	0
8'	213	31,7	181,3	0
8'30"	208	32,3	175,7	0
9'	209	32,6	176,4	0
9'30"	212	32,5	179,5	0
10'	213	32,7	180,3	0
10'30"	212	33	179	0
11'	212	33,2	178,8	0
11'30"	210	33,3	176,7	0
12'	214	33,6	180,4	0
12'30"	213	33,7	179,3	0
13'	212	33,7	178,3	0
13'30"	210	33,8	176,2	0
14'	201	33,8	167,2	0
14'30"	209	33,9	175,1	0
15'	213	33,8	179,2	0
15'30"	202	33,9	168,1	0

Tabla 22. (Continuación)

16'	214	34,5	179,5	0
16'30"	215	34,3	180,7	0
17'	215	34,3	180,7	0
17'30"	202	34,6	167,4	0
18'	215	34,7	180,3	0
18'30"	202	34,5	167,5	0
19'	213	34,6	178,4	0
19'30"	203	34,6	168,4	0
20'	213	34,7	178,3	0
20'30"	212	34,7	177,3	0
21'	212	34,7	177,3	0
ARRANQUE 1				SI
22'	202	34,7	167,3	240
22'30"	198	34,6	163,4	261
23'	199	34,6	164,4	258
23'30"	200	34,6	165,4	258
24'	192	34,7	157,3	260
24'30"	195	34,8	160,2	257
25'	196	34,7	161,3	254
25'30"	193	34,8	158,2	255
26'	192	34,8	157,2	255
CARGA (LEDS)				
26'30"	201	34,8	166,2	156
27'	210	35,1	174,9	114
27'30"	212	35,2	176,8	116
28'	215	35,2	179,8	117
28'30"	213	35,6	177,4	118

Tabla 22. (Continuación)

29'	218	35,4	182,6	115
29'30"	221	35,2	185,8	117
30'	220	35,2	184,8	120
30'30"	224	35,4	188,6	118
31'	221	35,7	185,3	106
31'30"	218	35,8	182,2	105
32'	214	36,1	177,9	114
32'30"	206	36,2	169,8	103
33'	203	36,7	166,3	98
33'30"	201	36,4	164,6	112
34'	202	36,6	165,4	110
34'30"	201	36,7	164,3	105
35'	198	36,4	161,6	103
BUTANO OFF				
35'10"	201	37,2	163,8	95
35'20"	195	37,1	157,9	45
35'30"	186	37,6	148,4	6
35'40"	172	37,6	134,4	0
35'50"	142	37,6	104,4	0

Fuente: Autores.

La incidencia solar durante la prueba fue constante durante 35 minutos, ver figura 119.

Figura 119. Incidencia de energía solar



Fuente: Autores.

8.2.2 De 0 al minuto 16.

El foco caliente adquiere una temperatura máxima y se mantiene estable durante 5 minutos en un rango de $\pm 5^{\circ}\text{C}$. Entonces, tenemos durante la captación de energía una temperatura de:

$$T_{\text{máxima}} = 215^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{máximo}} = 183.4^{\circ}\text{C}$$

8.2.3 Del minuto 22 al minuto 26.

Durante este tiempo el motor funciona sin carga, llegando a trabajar con:

$$RPM \text{ máximas} = 261 \text{ rev/min}$$

$$\Delta T_{\text{máximo}} = 167.3^{\circ}\text{C}$$

8.2.4 Del minuto 26 al minuto 35.

Durante este tiempo el motor funciona con carga, obteniendo una salida de energía eléctrica en los bombillos leds, ver figura 120, llegando a trabajar con:

$$RPM \text{ mínimas} = 98 \text{ rev/min}$$

$$\Delta T_{\text{máximo}} = 188.6^{\circ}\text{C}$$

$$V = 2.1 \text{ volt}$$

$$I = 0.34 \text{ Amp}$$

Figura 120. Energía de los bombillos leds durante funcionamiento del motor



Fuente: Autores.

8.2.5 Del minuto 35 al minuto 36.

El motor se detiene en 33 segundos después de cortar el suministro de Butano.

8.3 PRUEBA CON GAS BUTANO

Como se mencionó anteriormente el motor Stirling es un motor de combustión externa al cual se adapta a una fuente de calor para obtener una temperatura que cumpla con el requerimiento de su delta de temperatura necesario para su funcionamiento, por tal motivo se realiza una prueba con gas butano, ya que facilita las pruebas en el momento de que el sol como energía no se encuentre disponible.

8.3.1 Procedimiento.

Se den las condiciones iniciales para realizar la prueba con butano, ver tabla 23.

Tabla 23. Condiciones iniciales operación

CONDICIONES INICIALES
FECHA: 4 ABRIL DE 2013
LUGAR: BUCARAMANGA-COLOMBIA N7°9'18.129" - W73°6'16.669"

Tabla 23. (Continuación)

ALTITUD: 1010 M.
Hora de inicio: 12:48 PM
Temperatura ambiente: 28.1 °C
Velocidad del viento: 0 m/s
Tiempo total de la prueba = 34 minutos

Fuente: Autores.

Se procedió a instalar el sensor de alta temperatura en el foco caliente y el termómetro electrónico en el foco frío, ver figura 121.

Figura 121. Ubicación de sensores de temperatura en cada zona del motor



Fuente: Autores.

Se procedió a encender el quemador de gas propano y se colocó a una distancia de 6mm del foco caliente, ver figura 122

Figura 122. Quemador de gas propano



Fuente: Autores.

Lo siguiente fue establecer la diferencia de temperatura mínima para que arrancara, entonces a partir de una temperatura de 100 °C se intentaron varios arranques durante cada 10°C, encontrándose que a los 207°C en el foco caliente y 35°C en el foco frío. Durante la prueba se con el gas butano se considera el flujo de gas durante 33 minutos a 2.38 g/min, se da inicio de funcionamiento, obteniéndose los siguientes datos:

Tabla 24. Resultados de la prueba con gas butano

TIEMPO	$T_{caliente}$ (°C)	$T_{frío}$ (°C)	ΔT (°C)	RPM
1"	31	31	0	0
10"	37	31	6	0
20"	39	31	8	0
30"	53	31	22	0
40"	72	31	41	0
50"	100	31	69	0
60"	110	31	79	0
1'10"	113	31	82	0
1'20"	129	31	98	0
ARRANQUE 1				NO
1'30"	135	31	104	0
1'40"	163	31	132	0
1'50"	165	31	134	0
2'00"	209	35,2	173,8	0
ARRANQUE 2				NO
2'10"	206	35,4	170,6	0
2'20"	205	35,3	169,7	0
2'30"	202	35,2	166,8	0
2'40"	207	35,3	171,7	0

Tabla 24. (Continuación)

ARRANQUE 3				SI
2'50"	210	35,3	174,7	126
3'00"	201	35,3	165,7	189
3'10"	198	35,4	162,6	232
3'20"	205	35,2	169,8	280
3'30"	207	35,3	171,7	280
3'40"	209	35,4	173,6	280
3'50"	210	35,6	174,4	285
4'00"	205	35,3	169,7	285
4'10"	202	35,3	166,7	286
4'20"	207	35,4	171,6	288
4'30"	205	35,4	169,6	288
4'40"	206	35,4	170,6	288
4'50"	207	35,3	171,7	288
5'00"	202	35,6	166,4	288
5'10"	203	35,6	167,4	289
5'20"	203	35,5	167,5	288
5'30"	204	35,6	168,4	288
5'40"	205	35,5	169,5	285
5'50"	205	35,6	169,4	288
6'00"	208	35,4	172,6	288
6'10"	209	35,6	173,4	288
6'20"	210	35,5	174,5	286
6'30"	206	35,6	170,4	286
6'40"	208	35,6	172,4	286
6'50"	205	35,5	169,5	286
7'00"	202	35,3	166,7	286

Tabla 24. (Continuación)

7'10"	206	35,4	170,6	286
7'20"	205	35,4	169,6	287
7'30"	206	35,6	170,4	285
7'40"	205	35,3	169,7	286
7'50"	204	35,5	168,5	288
8'00"	205	35,5	169,5	284
8'10"	206	35,5	170,5	283
8'20"	206	35,5	170,5	285
8'30"	207	35,6	171,4	285
8'40"	207	35,6	171,4	286
8'50"	208	35,6	172,4	288
9'00"	208	35,6	172,4	288
9'10"	205	35,6	169,4	288
9'20"	206	35,6	170,4	286
9'30"	207	35,7	171,3	288
9'40"	206	35,6	170,4	286
9'50"	206	35,6	170,4	286
10'00"	205	35,6	169,4	288
10'10"	205	35,6	169,4	288
10'20"	206	35,7	170,3	289
10'30"	206	35,7	170,3	289
10'40"	207	35,6	171,4	289
10'50"	207	35,7	171,3	289
11'	207	35,8	171,2	288
12'	209	35,7	173,3	286
13'	210	35,8	174,2	288
14'	209	35,8	173,2	289

Tabla 24. (Continuación)

15'	209	35,8	173,2	288
CARGA LEDS				
16'	212	35,8	176,2	185
16'30"	215	35,9	179,1	138
17'	224	36,2	187,8	135
17'30"	227	36,4	190,6	136
18'	228	36,5	191,5	134
18'30"	230	36,4	193,6	130
19'	232	36,7	195,3	129
19'30"	234	36,9	197,1	131
20'	240	37	203	130
20'30"	241	37,2	203,8	126
21'	240	37,2	202,8	129
21'30"	241	37,5	203,5	131
22'	240	37,7	202,3	130
22'30"	238	38,1	199,9	132
23'	236	38,2	197,8	130
23'30"	233	38,4	194,6	131
24'	233	38,6	194,4	130
24'30"	232	39	193	133
25'	231	39,2	191,8	131
25'30"	235	39,3	195,7	133
26'	238	40,1	197,9	129
26'30"	236	39	197	130
27'	234	38,6	195,4	131
27'30"	233	39,3	193,7	131
28'	236	40,1	195,9	131

Tabla 24. (Continuación)

28'30"	238	40,5	197,5	130
29'	236	41,1	194,9	132
29'30"	235	40	195	130
30'	236	41,2	194,8	129
30'30"	238	41,1	196,9	130
31'	236	40,8	195,2	131
31'30"	234	40,6	193,4	130
32'	232	40,5	191,5	130
32'30"	230	40,5	189,5	132
33'	229	40,8	188,2	132
BUTANO OFF				
33'10"	221	41,2	179,8	110
33'20"	219	41,3	177,7	68
33'30"	215	41,4	173,6	9
33'40"	213	41,4	171,6	0
33'50"	212	41,8	170,2	0
34'	205	41,8	163,2	0

Fuente: Autores.

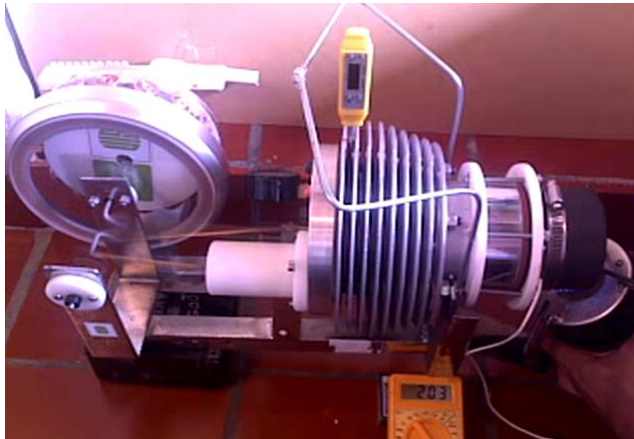
8.3.2 De 0 al minuto 16.

El motor funciona sin carga, ver figura 123, llegando a trabajar el motor en las siguientes condiciones:

$$RPM_{\text{máximas}} = 288 \text{ rev/min}$$

$$\Delta T_{\text{máximo}} = 174.7^{\circ}\text{C}$$

Figura 123.Funcionamiento del motor sin carga con gas butano.



Fuente: Autores.

8.3.3 Del minuto 16 al minuto 33.

El motor funciona con carga, ver figura 124, llegando a trabajar el motor en las siguientes condiciones de funcionamiento con energía eléctrica obtenido por las revoluciones del motor.

$$RPM_{\text{mínimas}} = 126 \text{ rev/min}$$

$$\Delta T_{\text{máximo}} = 203.8^{\circ}\text{C}$$

$$V = 2.5 \text{ volt}$$

$$I = 0.63 \text{ Amp}$$

Figura 124. Funcionamiento del motor con carga y gas butano.



Fuente: Autores.

8.3.4 Del minuto 33 al minuto 34.

El motor se detiene en 27 segundos después de cortar el suministro de Butano.

8.4 LECTURA DEL MANÓMETRO

Teóricamente en los cálculos realizados, se tendrían condiciones de operación con un $\Delta T = 230^{\circ}\text{C}$, que contempla una temperatura de foco frío en 40°C y de foco caliente de 270°C , como parámetros de diseño, al tener presente que el teflón nos limitaría esta temperatura en la zona caliente, según sus propiedades, entonces se obtiene una presión manométrica máxima de trabajo de 12.7 PSI. Sin embargo mientras estuvo en funcionamiento el motor Stirling, se pudo observar solo una lectura de 2 PSI, entendiéndose que la presión era la que se aprovechaba para generar el trabajo mecánico de nuestro motor, y por lo tanto no era posible su medición en tiempo real de funcionamiento, ver figura 125.

Figura 125. Medición del manómetro en funcionamiento



Fuente: Autores.

8.5 TABLA DE COMPARACION DE PRUEBAS

En la tabla 25, se presenta la comparación de las fuentes externas utilizadas para el funcionamiento del motor Stilitng.

Tabla 25. Comparación de resultados de fuentes externas.

FUENTE	SOLAR	BUTANO
ΔT máximo	188.6°C	203.8°C
RPM máx. sin carga	261	288
RPM máx. con carga	98	126
Voltaje generado	2.1	2.5
Amperios	0.34	0.63

Fuente: Autores.

8.6 RESULTADOS TEORICOS CONTRA EXPERIMENTALES

Datos teóricos del modelo isotérmico ideal y del modelo adiabático ideal. Ver tabla 26.

Tabla 26. Resultados teóricos contra experimentales.

	Prueba 4	Prueba 4 Isotérmica	Prueba 4 Adiabática	
Parámetros de operación		543	536,8	Temp. [k]
Temperatura foco caliente	543	313	435,8	
Temperatura foco frio	313	422,752	422,752	Volumen [cm3]
Presión media	0,1013	422,186	422,186	
Fluido de trabajo	Aire	148,205	148,205	
Angulo de fase	90	137,276	137,276	
Ciclos por minuto	180	26,9268	20,26	Trabajo [Julios]
Parámetros Geométricos		-15,5213	-16,81	
Diámetro del pistón	3	11,4055	3,44	

Tabla 26. (Continuación)

Longitud del pistón	4	80,7804	60,78	Potencia [Watts]
Carrera del pistón	3,5	-46,564	-50,44	
Diámetro int. del cilindro	9,1	34,2164	10,33	
Longitud del cilindro	20	0,42	0,17	Eficiencia
Diámetro del desplazador	8,6			
Diám. del eje desplazador	0,32			
Longitud del desplazador	15			
Carrera del desplazador	6,5			
Longitud del regenerador	0			
Longitud orificio	1,5			
Diámetro orificio	0,5			
Distancia cilind- desplazador	0,385			
Distancia cilindro-pistón	0,545			

Fuente: Autores.

Datos reales del motor Stirling dado por el freno prony, ver tabla 27.

Tabla 27. Resultados freno prony.

Acción	RPM	Potencia entregada	POTENCIA TOTAL
Colocando el brazo	90	1.43 W	1.43 W
Pesa de 6 gramos	84	1.28 W	2.71 W
Pesa de 6 gramos	78	1.09 W	3.80 W
Pesa de 6 gramos	54	0.11 W	3.91 W

Fuente: Autores.

Según los datos obtenidos por el freno prony, estamos obteniendo 3.91 vatios de potencia de salida en el eje del motor Stirling.

Los datos teóricos obtenidos para el modelo ideal isotérmico en base a la geometría del motor actual, cuyo valor de potencia es de 15,1588 vatios y para el modelo adiabático ideal se tienen 7,71 vatios. Ver tabla 28.

Tabla 28. Resultados del software entre los modelos isotérmico y adiabático.

	EXPERIMENTAL	ANALISIS ISOTERMICO	ANALISIS ADIABATICO
Prueba 1	3,91	15,16	7,71
Prueba 4	3,91	34,22	10,33

Fuente: Autores.

➤ Análisis prueba 1.

La diferencia que se obtiene es de 11,25 vatios de pérdidas que no se tienen presentes en el programa ideal isotérmico.

$$P_{perd} = P_{teo} - P_{exp} \quad (8.1)$$

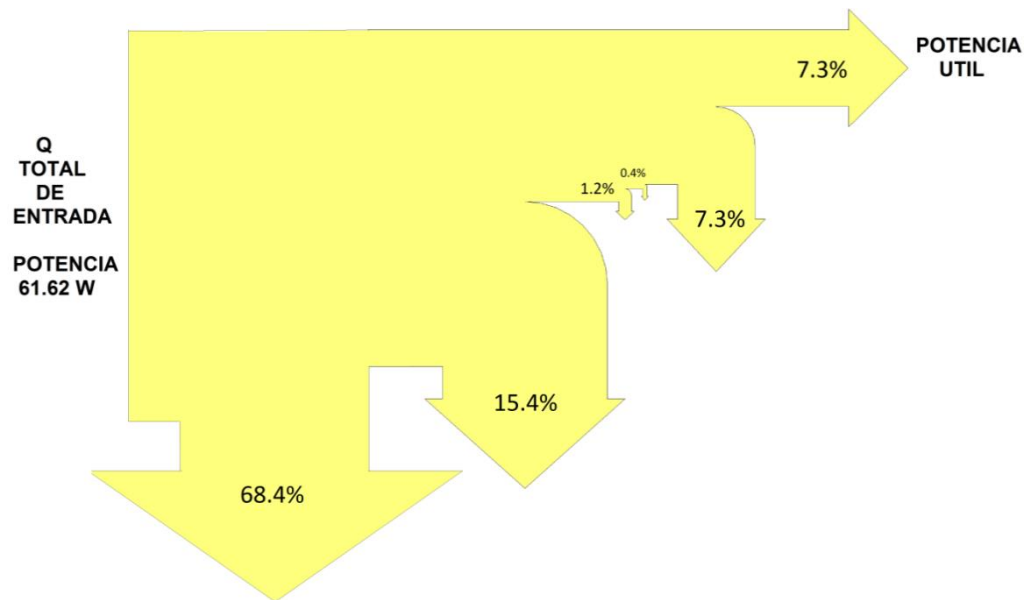
$$P_{perd} = 15,16 - 3,91 = 11,25 \text{ vatios}$$

Para esto se espera que la potencia ideal del motor que se ajuste a la geometría sea de 26,41 vatios.

CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un motor Stirling para una potencia termodinámica útil de 10 vatios, y se observó en las pruebas realizadas el comportamiento energético de pérdidas descrito se ve en la figura 126 y en la tabla 29 se resume el comportamiento energético obtenido.

Figura 126. Comportamiento energético



Fuente: Autores.

Tabla 29. Comportamiento energético

Porcentaje	Descripción	Potencia
68.4%	Perdidas por radiación y convección.	42.14 W
15.4%	Perdida por fricción en la biela-manivela del pistón.	9.48 W
1.2%	Perdida por fricción del pistón de potencia.	0.74 W
0.4%	Perdida por fricción biela manivela del desplazador.	0.25 W
7.3%	Alimentación del volante	4.51 W
7.3%	Potencia útil en el eje	4.51 W

Fuente: Autores.

- Se compararon las características geométricas del prototipo construido y del modelo simulado en Matlab, en busca de encontrar una potencia de salida. El resultado que se ajustó mejor al objetivo de 10 vatios de potencia de salida, variando las características geométricas, y teniendo en cuenta los impactos económicos que tendría en materia prima y construcción se observa las diferencias a continuación:

Tabla 30. Modelo ideal - Modelo real

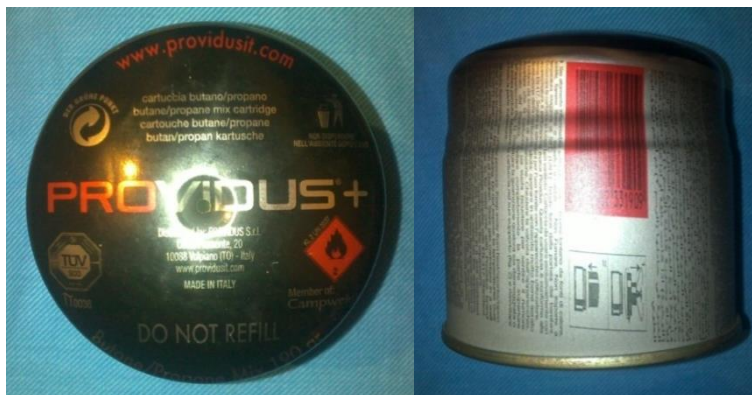
	Modelo Adiabático Recomendado	Geometría de Prototipo Real	Unidad
Diámetro del pistón	3	3.4	cm
Longitud del pistón	4	5.4	cm
Carrera del pistón	3,5	3	cm
Diámetro interior del cilindro	9,1	8.3	cm
Longitud del cilindro	20	19.2	cm
Diámetro del desplazador	8,6	8.3	cm
Diámetro del eje desplazador	0,32	0.32	cm
Longitud del desplazador	15	12.7	cm
Carrera del desplazador	6,5	5	cm
Longitud del regenerador	0	0	cm
Longitud orificio	1,5	2	cm
Diámetro orificio	0,5	1	cm
Distancia cilindro-desplazador	0,385	0.75	cm
Distancia cilindro-pistón	0,545	0.75	cm
Potencia de salida	10	3,92	vatios

Fuente: Autores.

En el periodo de construcción, teniendo en cuenta la materia prima disponible, mano de obra en tema de mecanización y a medida que se intentaban realizar pruebas, se observó:

- La gran importancia que tienen las tolerancias en cada una de las piezas, el ajuste, al inicio se tenía un elevado ruido cuando se ponía en marcha nuestro motor, y además la falta de ajuste en las piezas también generaba vibraciones, nos obligó a corregir al máximo el control en el ensamble, ajustando medidas con la mínima tolerancia posible.
- El comportamiento discontinuo del sol, por condiciones climáticas adversas, nos obligó a buscar una fuente diferente al sol, entonces se optó por utilizar una fuente energética alternativa de butano, permitiéndonos tener horarios más flexibles y confiables para la ejecución de pruebas de funcionamiento.

Figura 127. Gas Butano



- Presentación de 190 gramos.
- Tiempo aproximado de uso de 80 minutos.
- Poder calorífico inferior de 10.938 Kcal/Kg

Fuente: Autores.

- La disponibilidad de materiales en el mercado local y su costo nos obligó a utilizar materiales de gran densidad, esto elevo el peso total del motor a 10.58 Kg.

- Además las condiciones máximas a las que puede operar las definió el material Teflón La temperatura máxima a la que puede operar continuamente el prototipo es de 260°C, y de 340°C con descansos intermitentes.
- Una oportunidad interesante a la hora de la construcción de la cámara fría, fue una pieza que pertenece a una moto clásica marca **Guzzi**, esta pieza tenía una geometría muy favorable para nuestro diseño, sin embargo fue necesario dedicarle varias horas máquina, buscando reducir masa y elaborando una rosca fina que permitiera el acople del resto de elementos que componen el motor Stirling, de esta manera se ganó tiempo y dinero en el desarrollo del proyecto.

Figura 128. Moto clásica Guzzi



Fuente: Autores.

- Se compararon los datos de las dos pruebas reales de funcionamiento realizadas.

Tabla 31. Comparación de pruebas

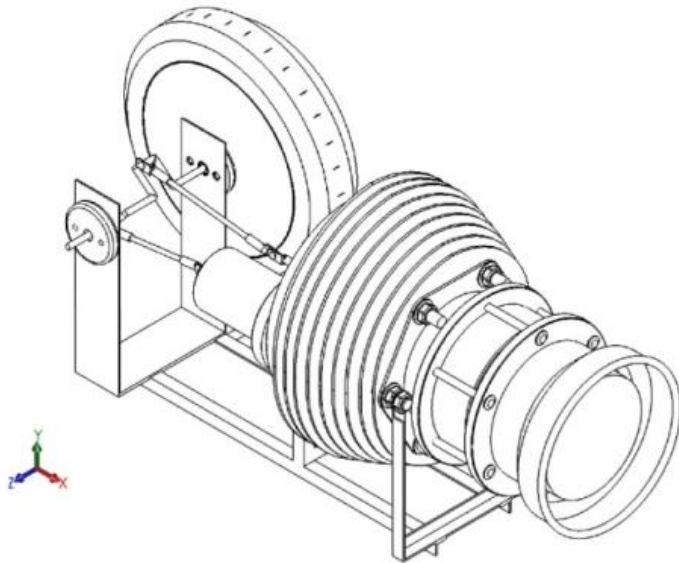
	SOLAR	BUTANO
ΔT máximo	188.6°C	203.8°C
RPM máx. sin carga	261	288
RPM máx. con carga	98	126
Voltaje generado	2.1	2.5
Amperios	0.34	0.63
Potencia	0.714 w	1.575 w
Ventajas	-Fuente de energía gratis. -Posibilidad de funcionamiento en lugar remoto.	>Alto poder calorífico en un volumen pequeño. >Posibilidad continua de uso.
Desventajas	-Discontinuidad solar. -Instalación del concentrador grande. -Pocas horas de energía aprovechables. -Corrientes de aire produce enormes pérdidas calóricas.	-Riesgo explosión almacenaje de combustible. -Económicamente no viable. -Productos de combustión contaminantes. -Deterioro del planeta.

Fuente: Autores.

Esta potencia medida es eléctrica, con una carga de 35 leds. El sistema de generación fue monofásico de corriente alterna con imanes permanentes.

- Se aprovechó el uso del programa **SolidWorks** para la elaboración del diseño y prototipos alternativos con posibles geometrías, ver figuras 129 a la 132.

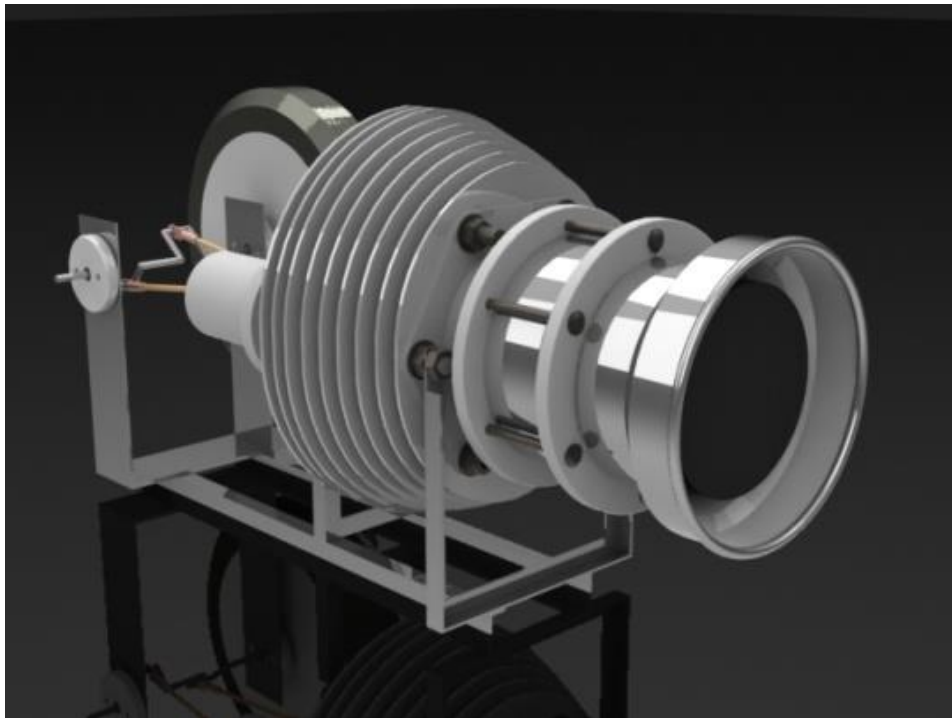
Figura 129. Modelo SolidWorks Motor Stirling - UIS



MOTOR STILRING-UIS

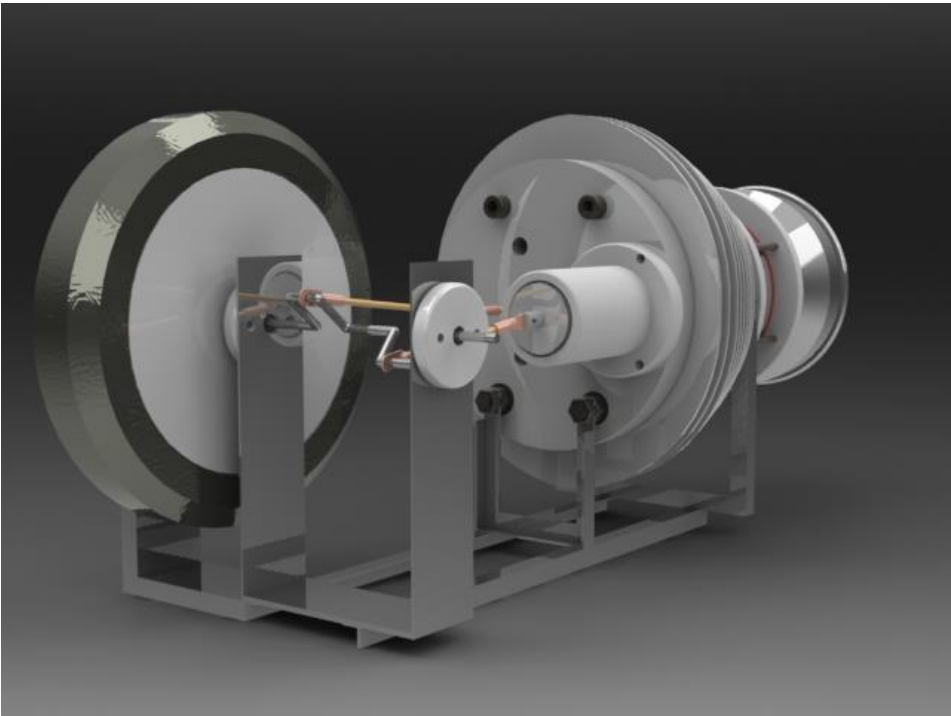
Fuente: Autores.

Figura 130. Vista Isométrica del Motor Stirling tipo Gamma



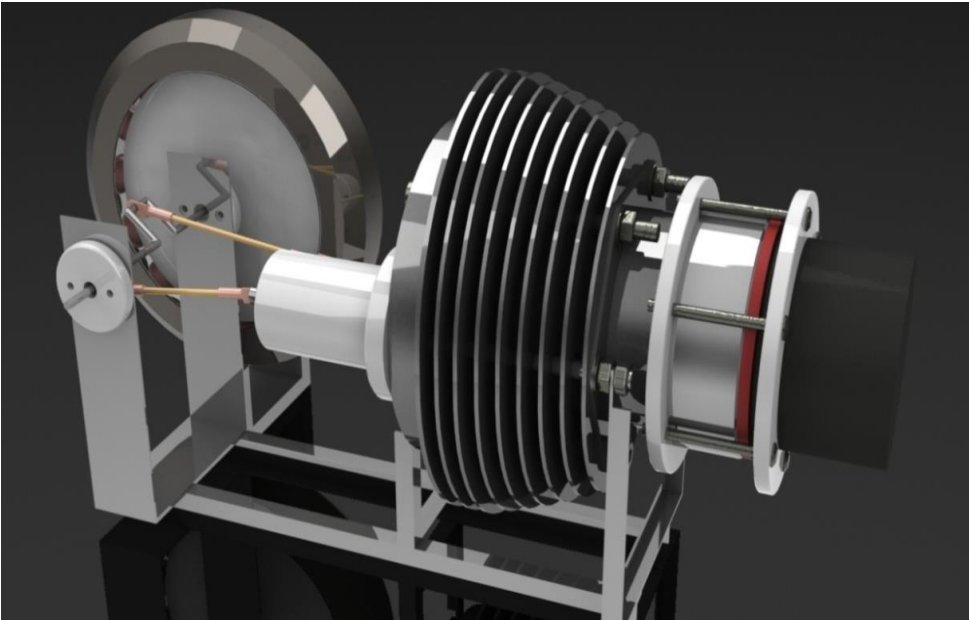
Fuente: Autores.

Figura 131. Vista del Motor Stirling tipo Gamma



Fuente: Autores.

Figura 132. Vista de perfil del Motor Stirling tipo Gamma



Fuente: Autores.

RECOMENDACIONES

- En el proceso realizado en la construcción y manufactura del motor Stirling tipo Gamma se vieron las siguientes características, las cuales son recomendaciones útiles para tener en cuenta a la hora de realizar un proyecto similar, ver tabla 32.




Tabla 32. Recomendaciones

Parte críticas	Imagen	Recomendado
Cilindro motor aleteado en aluminio		Es recomendable que las aletas sean fabricadas a partir de fundición y no de mecanización debido a su delicadeza.
Tapa de cámara fría		La cara que se encarga del sello hermético debe tener una terminación fina, y una ranura normalizada para lograr un sello perfecto.
Buje en teflón para insertar		Puesto que nos reducirá mucho la fricción de las barras, es un proceso de acople donde es necesaria una prensa hidráulica para evitar posibles fugas.
Tapa roscada en 1020		Lo más importante de esta pieza fue la elaboración de una rosca fina, que garantizara un buen ajuste.

Tabla 32. (Continuación)

<p>Brida de teflón</p>		<p>La materia prima para esta pieza es muy costosa, por lo tanto se debe tener especial cuidado en su diseño definitivo y mecanizado para evitar desperdicios de material.</p>
<p>Camisa para pistón de potencia</p>		<p>Es la pieza que mejor acabado superficial interno debe tener, ya que de esta depende la buena compresión del motor y a su vez tener una fricción mínima con el pistón.</p>
<p>Pistón de potencia</p>		<p>Esta pieza debe tener unas tolerancias mínimas para evitar vibraciones dentro de la camisa, y tener un excelente acabado para reducir la fricción con la camisa.</p>
<p>Sistema de generador eléctrico</p>		<p>El generador es monofásico de corriente alterna, se notó una falencia en las bobinas, debido a que no trabajaron de la forma esperada, se detectó autoinducción lo que bloqueaba la fem inducida a la hora de requerir valores de carga superiores.</p>

Tabla 32. (Continuación)

<p>Señal generada</p>		<p>Del tratamiento electrónico que se le haga a la señal alterna generada, depende de que dispositivos puedan hacerse funcionar.</p>
<p>Acumulador eléctrico</p>		<p>Es posible tener un acumulador de energía eléctrica, en caso de no disponer de ella instantáneamente.</p>
<p>Tratamiento superficial Nickelado</p>		<p>En la parte de la estructura, se decidió dar un tratamiento superficial de nickel para su conservación y evitando acumular algún tipo de energía térmica a causa de absorción.</p>

Fuente: Autores.

BIBLIOGRAFIA

- GARCÍA, L., & PARÍS, L. (2011). Diseño de un Sistema de Conversión de Energía Solar en Potencia Mecánica Compuesto por un Concentrador Solar y un Motor Stirling. Medellín.

- CENSOLAR, Centro de Estudios de la Energía Solar. La energía solar [en línea]. Sevilla (España). Disponible en Internet:
<http://www.censolar.es/menu2.htm>.

- Darlington, R. y Strong, K. (2005). *Stirling and Hot Air Engine: Designing and Building Experimental Model Stirling Engines*. Crowood Press.

- Delgado, E. (2007) Aspectos teóricos en el diseño de colectores solares. *Avances Investigación en Ingeniería*,6(6), 67-73.

- Martini, W. (1983) *Stirling Engine Design Manual*. Second Edition. Washington D.C: U.S. Department of Energy.

- Serway, R. (1997). Física. Tomo II. 4 ed. Mexico D.F: McGraw-Hill.

- Weider, S. (1982) *An Introduction to Solar Energy for Scientist and Engineers*. EEUU: John Wiley & Sons.

- NASA. (1983) *Stirling Engine Design Manual*. Third Edition. Washington D.C: U.S. Department of Energy.

ANEXOS

ANEXO A. RADIACIÓN SOLAR

1. DETERMINACIÓN DE LA INCLINACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR RESPECTO A UNA SUPERFICIE

En el estudio de la geometría de un plano no perpendicular a la radiación solar es necesario determinar la radiación total en función a un plano equivalente que permita facilitar el análisis. Este procedimiento depende de muchos parámetros entre ellos:

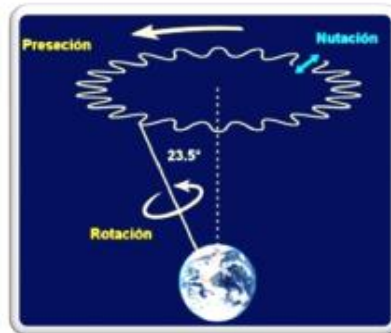
- Factores dependientes del movimiento de la tierra.
- Factores dependientes de la ubicación sobre tierra.

1.1 Factores dependientes del movimiento de la tierra

La Tierra posee cuatro movimientos: traslación, rotación, precesión y nutación (Ver Figura 1).

- **Traslación:** es el movimiento de la tierra alrededor del sol, dicho movimiento describe una trayectoria elíptica.
- **Rotación terrestre:** es el giro de la tierra sobre un eje entre el polo sur magnético y el polo norte magnético en sentido anti horario.
- **Precesión de los equinoccios:** es un movimiento lento de la inclinación del eje de la Tierra con respecto a la elíptica. Este movimiento retrasa la llegada de los equinoccios lentamente. Completa una vuelta cada 25.790 años.
- **Nutación:** es un bamboleo menor del eje de la Tierra con respecto a la elíptica. Tiene un ciclo de 19 años en el que la inclinación varía entre 6 y 9 segundos.

Figura 1. Movimientos de rotación, precesión y nutación terrestre



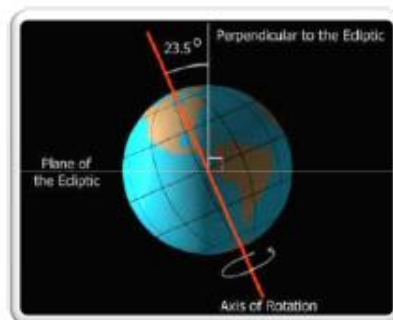
Fuente: Tesis de grado, DISEÑO Y CONTRUCCION DE UN COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACIO – UIS.

Dentro del estudio de la radiación solar sobre una superficie los movimientos con mayor importancia en la determinación de la irradiancia sobre una superficie son el de translación y el de rotación que influyen en el ángulo de declinación [δ] y el ángulo de inclinación horaria [ω] respectivamente.

1.1.1 Angulo de declinación δ

Al ubicar un plano sobre la trayectoria elíptica de la tierra alrededor del sol se observa como el eje de rotación de la tierra se encuentra inclinado aproximadamente 23.5° (ver figura 2) este valor varía de 21.5° a 24.5° causado por el movimiento de nutación.

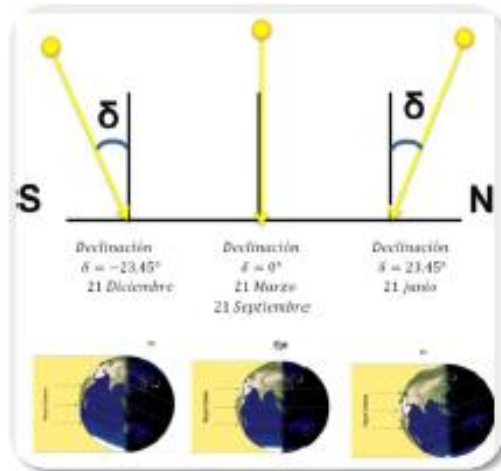
Figura 2. Declinación de la tierra respecto al plano elíptico



Fuente: Tesis de grado, DISEÑO Y CONTRUCCION ED UN COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACIO – UIS.

Debido al movimiento de la translación el ángulo de declinación influye en la forma en que los rayos solares tocan una superficie vertical con sus caras de frente a los polos y cambia en todo su recorrido desde -23.5° el 21 de diciembre a 23.5° el 21 de junio aproximadamente (ver figura 3).

Figura 3. Variación del ángulo de declinación sobre una superficie ($\varphi=0^\circ$)



Fuente: Tesis de grado, DISEÑO Y CONTRUCCION DE UN COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACIO – UIS.

La declinación (δ) de la radiación solar varía durante de todo el año encontrando su máximo en cada solsticio (21 de Junio y 21 de Diciembre aproximadamente) y valores mínimos en los equinoccios (21 de Marzo y 21 de Septiembre a aproximadamente). La forma más fácil de calcular esta inclinación en el año se realiza por medio de la expresión:

$$\delta = 23,45 + \sin \left(360 + \frac{284 + n}{365} \right)$$

Donde representa el día del año (Con el 1ro de Enero).

1.1.2 Angulo de inclinación horaria ω .

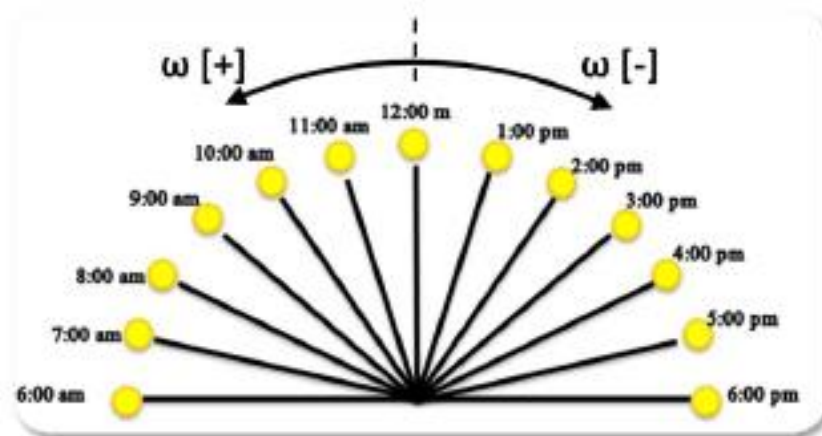
El ángulo horario depende de la rotación terrestre y mide el desplazamiento angular del sol respecto al mediodía (Ver figura 4). En el instante en que el Sol se encuentra más alto en el cielo y el ángulo cenital solar es mínimo, el ángulo horario es igual a 0° . Cada hora es igual a 15° de longitud, tomando un valor positivo (+) por las mañanas y negativos (-) por las tardes:

6:00 AM $\omega = 90$

12:00 M $\omega = 0$

6:00 PM $\omega = -90$

Figura 4. Variación del ángulo horario ω



Fuente: Tesis de grado, DISEÑO Y CONTRUCCION DE UN COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACIO – UIS.

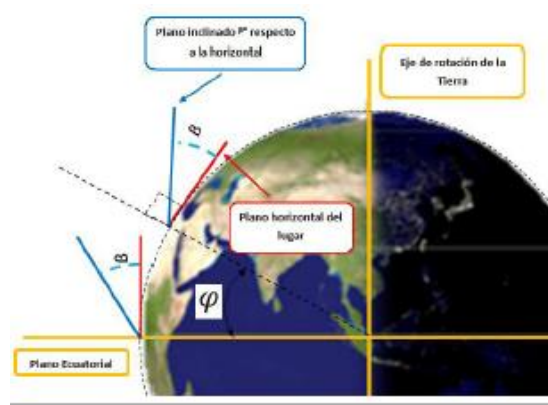
La latitud se mide en grados sexagesimales de 0° a 90° y puede representarse de dos formas:

- Indicando el hemisferio: norte o sur.
- Mediante el signo: (-) para el hemisferio sur y (+) para el hemisferio norte.

1.1.3 Angulo de inclinación de la superficie.

Es el ángulo formado entre una superficie y la horizontal del lugar (Ver figura 5).

Figura 5. Inclinación de una superficie respecto a la horizontal

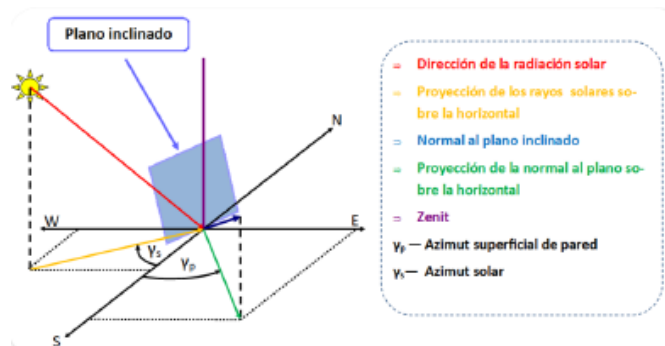


Fuente: Tesis de grado, DISEÑO Y CONTRUCCION DE UN COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACIO – UIS.

1.1.4 Azimut superficial de pared: es el ángulo formado entre la línea norte-sur y una proyección sobre la horizontal de la normal de una superficie, negativo hacia el este y positivo hacia el oeste (Ver figura 6).

1.1.5 Azimut solar: es el ángulo formado entre la línea norte-sur y una proyección sobre la horizontal de la dirección de la radiación solar, es negativo hacia el este y positivo hacia el oeste

Figura 6. Azimut solar y azimut de pared para una superficie inclinada.



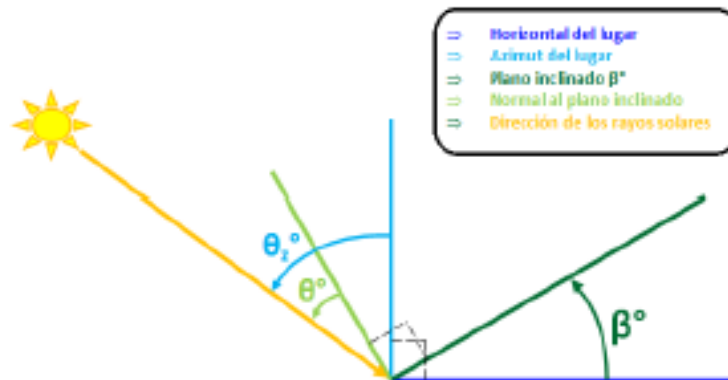
Fuente: Tesis de grado, DISEÑO Y CONTRUCCION DE UN COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACIO – UIS.

1.2 Cálculo de inclinación de radiación solar θ para diferentes superficies:

La inclinación de la radiación solar (θ) es el ángulo formado entre la normal del plano y la dirección de la radiación, se puede determinar para tres tipos de planos diferentes:

- Superficies horizontales ($\beta = 0$)
- Superficie inclinada mirando al sur ($\beta \neq 0 \rightarrow \gamma_p = 0$)
- Superficie inclinada indiferentemente ($\beta \neq 0 \rightarrow \gamma_p \neq 0$)

Figura 7. Ángulo incidente de la radiación solar sobre una superficie inclinada.



Fuente: Tesis de grado, DISEÑO Y CONTRUCCION DE UN COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACIO – UIS.

1.2.1 Superficies horizontales: para una superficie horizontal se puede demostrar que la inclinación de la radiación solar es independiente del azimut de pared γ_p y la inclinación de la radiación solar, de esta forma el ángulo θ para una superficie horizontal es igual al ángulo de inclinación de la radiación cenital del lugar θ_z que es el ángulo formado entre el cenit y la dirección de los rayos solares. Por tanto $\theta = \theta_z$ y es función de la declinación, el ángulo horario y la latitud ($\theta_z = f(\delta, \omega, \varphi)$).

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos \omega$$

1.2.2 Superficies inclinadas mirando al sur: para una superficie inclinada ($\beta \neq 0$) y con un azimut de pared igual a cero ($\gamma_p = 0$), la inclinación de la radiación solar sobre la superficie se ve influenciada por la declinación, el ángulo horario, el ángulo de inclinación de la superficie y la latitud ($\theta = f(\delta, \omega, \varphi, \beta)$)

$$\cos \theta = \sin \delta \sin(\varphi - \beta) + \cos \delta \cos(\varphi - \beta) \cos \omega$$

1.2.3 Superficie inclinada indiferentemente: una superficie inclinada ($\beta \neq 0$) con azimut de pared diferente de cero ($\gamma_p \neq 0$) presenta un estudio más complejo pues la inclinación de los rayos solar tiene en cuenta todos los factores que afectan la radiación solar de modo que el ángulo θ es función de la declinación, el ángulo horario, la inclinación del plano, el azimut de pared y el azimut solar ($\theta = f(\delta, \omega, \varphi, \beta, \gamma_p, \gamma_s)$).

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos \omega$$

$$\alpha_s = 90 - \theta_z$$

$$\cos \gamma_s = \frac{\cos \theta_z * \sin \varphi - \cos \delta}{\cos \theta_z * \sin \varphi}$$

$$\cos \theta = \cos(\gamma_s - \gamma_p) \cos \alpha_s \sin(\beta) + \sin \alpha_s \cos(\beta)$$

1.3 CÁLCULO DE LA IRRADIANCIA q_s PARA UN PLANO SOBRE LA SUPERFICIE TERRESTRE.

Se define como irradiancia a la energía que incide sobre una superficie en determinado tiempo. De esta manera, una vez determinados los parámetros necesarios para conocer la inclinación de la radiación con respecto a una superficie, es necesario determinar la energía radiada sobre esta. Para ello se realiza una evaluación de la intensidad con la cual la radiación solar llega a la tierra.

1.3.1 La constante solar I_0 : La cantidad de energía recibida en forma de radiación solar por unidad de tiempo y unidad de superficie incidente en un plano perpendicular a la radiación y a la distancia media entre el Sol y la Tierra, se conoce como Constante Solar o Irradiancia Extraterrestre. Esta tiene un valor estimado 1367 [W/m²] medidos por satélites con una incertidumbre del 1% a causa de los cambios en la distancia entre el sol y la tierra por la trayectoria elíptica de esta y la variación de energía producida en el sol.

Mediante estudios continuos de la radiación se ha logrado determinar una forma práctica para calcular esta constante:

$$I_0 = 1353 \left(1 + 0,034 \cos \frac{360n}{365} \right) |$$

Donde es el día del año partiendo de 1 el 1ro de Enero.

Existen puntos muy importantes en la trayectoria elíptica de la tierra dentro de ello el Afelio conocido como el punto más alejado de la órbita de la tierra sucede a principios del mes de julio (generalmente, el día 4). Su opuesto es el perihelio, sucede a principios de Enero (2 al 3 de Enero) es el punto más cercano al Sol. A causa de esto la intensidad solar extraterrestre es máxima en Enero y mínima en Julio.

La intensidad de la radiación solar permite calcular la irradiancia (h_0) en un plano situado en la parte externa de la atmosfera mediante la ecuación:

$$h_0 = I_0 \cos \theta_z$$

Al llevar este mismo plano a la superficie terrestre la irradiancia se ve atenuada debido a su paso por la atmosfera.

1.3.3.1 Instrumentos para medición de la radiación solar: Son equipos que nos permite registra la intensidad de la radiación directa o difusa, el brillo solar y las

horas en la que se da. Dentro de los instrumentos de medición de la radiación solar se encuentran:

- **Piranómetro:** Instrumento para medir de manera muy precisa la irradiancia incidente sobre una superficie horizontal. Se trata de un sensor diseñado para medir la densidad del flujo de radiación solar en un campo de 180 grados, este genera un voltaje proporcional a la irradiancia y permite determina la radiación total (H).

Figura 8. Piranómetro



Fuente: Tesis de grado, DISEÑO Y CONTRUCCION DE UN COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACIO – UIS.

- **Pirheliómetro:** Es un instrumento muy similar a un piranómetro pero a diferencia de este no mide la radiación en un campo de 180 grados sino se encarga de medir solamente la radiación directa hacia donde se encuentra orientado, posee el mismo sensor del piranómetro en la parte inferior de un ducto y de esta manera la radiación reflejada y difusa no influye en su medida.

Figura 9. Pirheliómetro



Fuente: Tesis de grado, DISEÑO Y CONTRUCCION DE UN COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACIO – UIS.

- **Actinógrafo o piranógrafo:** Registra la radiación solar global directa y difusa mediante diferencias de temperatura entre una banda metálica pintada de negro y dos bandas metálicas similares pintadas de blanco expuestas a la radiación solar. Hace falta un planímetro para medir el área que queda bajo la curva, valor que multiplicado por el factor de calibración, proporciona la suma diaria de la radiación global [Watt/m²].
- **Heliógrafo:** Es un aparato meteorológico que mide el tiempo de insolación diaria. La duración de la insolación se halla concentrando los rayos solares sobre una banda de cartulina teñida de azul que se quema en el punto que se forma la imagen del sol. Con este instrumento es posible determinar cuántas y durante qué horas se presentó radiación solar por encima de cierta intensidad.

1.3.3.2 Métodos para la estimación de la radiación solar: Muchas veces es difícil contar con los instrumentos necesarios para determinar la radiación directa y difusa incidentes sobre una superficie, por esta razón se presentan algunos métodos para estimar estos valores.

- **Constante de claridad:** Relaciona la radiación normal total terrestre con la radiación normal total extraterrestre.

$$H = K_t * H_0$$

- **Estimación de por contante de claridad:** Relaciona la radiación total incidente sobre una superficie con la contante de claridad:

$$I_b = (-520 + 1800k_t)[8]$$

$$H_b = I_b * \cos(\theta_z)$$

I_b – Radiación por unidad de
 área sobre una superficie perpendicular a los rayos solares

- **Estimación de por masa de aire y ubicación:** Cuando no se cuenta con instrumentos para medir la radiación, se puede determinar de acuerdo a las condiciones del aire y la ubicación terrestre:

$$I_b = A * e^{\left[\frac{-P}{P_0} + \frac{B}{\cos \theta_z}\right]} [8]$$

$$\frac{-P}{P_0} = \exp(0,0001184 + Z)$$

$$A = 1183 - 1230$$

$$B = 0,15 - 0,2$$

Donde es la altura de la zona y A, B, son constantes dependientes del sitio.

- **Estimación de la radiación difusa H_d :** Relaciona la radiación difusa normal terrestre con la radiación normal total terrestre en función de la constante de claridad:

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} = 0,99 \rightarrow & k_t < 0,17 \\ = 1,188 - 2,272k_t + 9,473k_t^2 - 21,865k_t^3 + 14,1648k_t^4 \rightarrow & 0,35 < k_t < 0,75 \\ = -0,54k_t + 0,632 \rightarrow & 0,75 < k_t < 0,8 \\ = 0,2 \rightarrow & k_t > 0,8 \end{cases} [8]$$

1.3.4 Irradiancia ($qs\beta$): Para el cálculo de la irradiancia sobre una superficie plana inclinada ($qs\beta$) ubicada sobre la superficie terrestre se debe determinar la componente de la radiación directa, la radiación difusa y la radiación reflejada. De esta forma $qs\beta$ se determina a partir de:

$$q_{\beta} = H_b * \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} + Hd * \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right) + H * \rho * \sin^2\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

Teniendo en cuenta los métodos de medición y estimación de la radiación total, difusa y reflejada es posible determinar el calor útil sobre la superficie teniendo en cuenta los siguientes casos:

1. Medir la radiación total con un piranómetro y medir la radiación directa con un pirheliómetro.
2. Medir la radiación total con un piranómetro y medir la radiación difusa con un piranómetro bloqueando la radiación directa.
3. Medir la radiación total, determinar la constante de claridad y estimar la radiación directa.
4. Medir la radiación total, determinar la constante de claridad y estimar la radiación difusa.
5. Estimar la constante de claridad, determinar la radiación total y determinar la radiación directa mediante ecuaciones.
6. Estimar la radiación directa en función de la ubicación del lugar, calcular la constante de claridad y calcular la radiación total.

2. RED DE MONITOREO DE CALIDAD DEL AIRE DEL CDMB

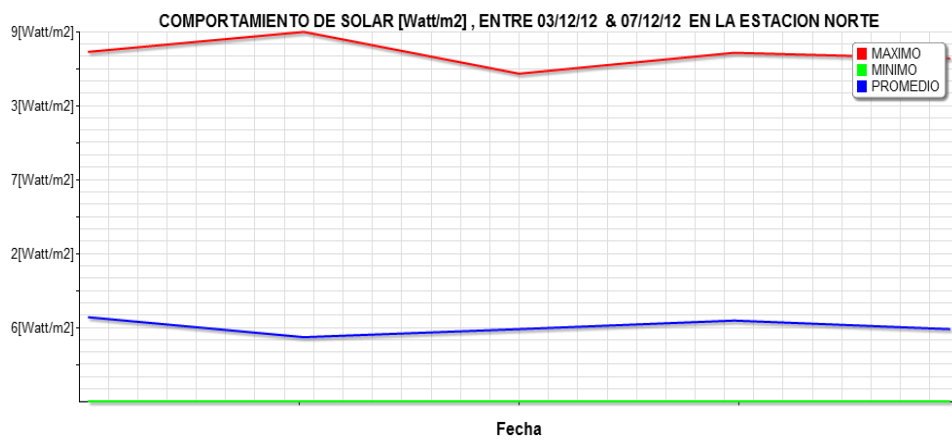
El Sistema de Vigilancia de la Calidad del Aire está conformado por cinco estaciones automáticas, tres estaciones manuales y cuatro estaciones meteorológicas ubicadas estratégicamente en el área metropolitana de Bucaramanga con el objeto de monitorear los cinco contaminantes criterio, exigidos por la normatividad colombiana, generados por fuentes contaminantes fijas y móviles.

La gestión de la calidad del aire es una tarea que implica el entendimiento de la naturaleza compleja de la contaminación, además del entendimiento del comportamiento de los diferentes actores económicos y sociales frente al problema y su solución. En las ciudades, este deterioro puede asociarse principalmente a problemas de salud humana, afectación de infraestructura y patrimonio y afectación progresiva de otros recursos como el agua y la vegetación, constituyéndose en un serio obstáculo para el desarrollo socioeconómico.

Se presenta un reporte de la radiación solar promedio para una semana del mes de diciembre 3 al 7 del año 2012 se ve en la figura 10.

Figura 10. Comportamiento solar en la semana del 3 al 7 de diciembre 2012

Datos a Condiciones de Referencia -Temperatura Ambiente: 25°C, Presión Atmosférica: 760mmHg (1 atmósfera de presión).-



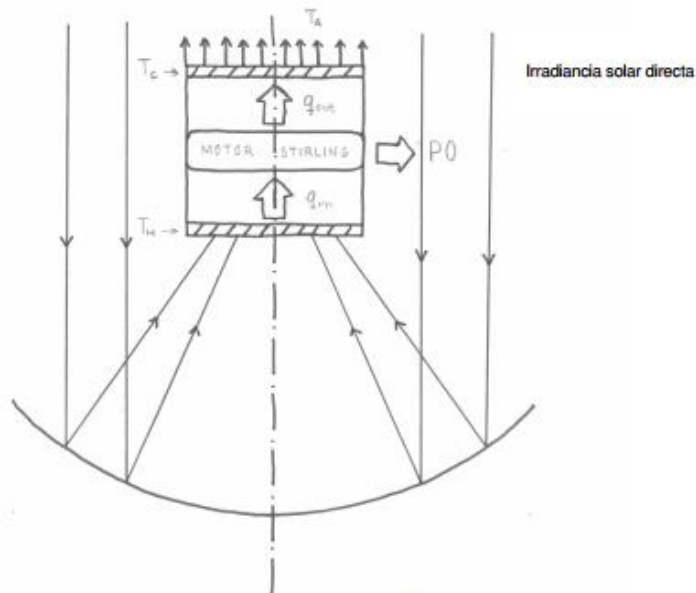
Fuente: <http://www.cdmb.gov.co/cai/cai2/reporte.php>

ANEXO B. MODELO MATEMATICO DEL MOTOR STIRLING

1. Modelo matemático

Un esquema de un motor Stirling solar es el mostrado en la fig. 1. El análisis del problema consta de tres modelos matemáticos: El estudio para el concentrador solar, para el motor Stirling y la combinación del concentrador solar y el motor Stirling, el denominado motor Stirling solar.

Figura 1. Esquema de un motor Stirling solar



Fuente: Estudio teórico y de viabilidad de la radiación solar concentrada en un motor Stirling. Modelo matemático. Véase pág. 30.

1.1 Colector solar

En un principio, para un motor Stirling, al ser aportado el calor de forma externa, pueden ser utilizados concentradores planos o concentradores parabólicos indistintamente. No obstante, los concentradores planos tienen una temperatura límite de trabajo alrededor de 100 °C lo que limita la eficiencia del motor Stirling.

Por ello la necesaria utilización de concentradores parabólicos en el presente estudio.

Cabe destacar que el estudio teórico parte de que los rayos del Sol son considerados paralelos al eje del concentrador parabólico, reflejándose estos para incidir en el plato del absorbedor, considerado de forma circular.

La energía total de entrada en el concentrador es dado por

$$q_s = I * A_o \quad Ec.1$$

$$q_s = I * \pi * R^2 \quad Ec.2$$

Donde I es la irradiación solar directa en W/m^2 , y A_o es el área de apertura del colector puntual en m^2 .

Para unos rayos de sol completamente paralelos al eje del concentrador parabólico, la potencia solar concentrada, q , en el plato del absorbedor vendrá dado por la radiación solar reflejada por el colector puntual en el plato del absorbedor:

$$q_s = I * A_o * \alpha * \rho \quad Ec.3$$

$$q_s = I * \pi * R^2 * \alpha * \rho \quad Ec.4$$

Donde q es la potencia total absorbida por el plato del absorbedor en W , y el factor $\alpha\rho$ es el producto entre la absorptividad del absorbedor y la reflectividad del reflector.

El factor de concentración, C , es definido como:

$$C = \frac{q}{I * A_H} \quad Ec.5$$

$$C = \frac{q}{I * \pi * r^2} \quad Ec.6$$

Entonces

$$q = I * \pi * r^2 * C = I * A_H * C \quad Ec.7$$

Donde A_H es el área del plato del absorbedor en m^2 . El factor de concentración, a diferencia de la razón de concentración geométrica (Ec. 5), da una idea de la radiación solar útil que se concentrará en el plato del absorbedor afectado por las propiedades de los materiales del plato del absorbedor y del reflector (colector puntual).

Por lo tanto, substituyendo la Ec. (6) en la Ec. (7) se obtiene:

$$C = \frac{A_o}{A_H} * \alpha * \rho \quad Ec. 8$$

Considerando las pérdidas del colector puntual despreciables, el estudio se centrará en el balance energético del plato del absorbedor, siendo éste:

Energía útil colectada, q_{in} = Energía solar concentrada, q – Pérdidas por radiación, q_{RH} – Pérdidas por convección, q_{CH}

$$q_{in} = q - q_{RH} - q_{CH} \quad Ec. 9$$

Suponiendo que la temperatura alcanzada por el plato del absorbedor a causa de la concentración de la radiación solar en éste es T_H , la pérdida por radiación se presenta de la siguiente forma [8]:

$$q_{RH} = \varepsilon * \sigma * A_H * (T_H^4 - T_{Sky}^4) \quad Ec. 10$$

Donde ε es la emisividad del plato del absorbedor, σ es la constante de Stefan-Boltzmann, $5.667 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$, y la temperatura del cielo se presenta como:

$$T_{Sky} = 0.0552 * T_A^{1.5} \quad Ec. 11$$

T_A es la temperatura ambiente, por lo tanto, la Ec.11 se desarrolla como:

$$q_{RH} = \varepsilon * \sigma * A_H * (T_H^4 - 9.2845 * 10^{-6} * T_A^6) \quad Ec. 12$$

La pérdida por convección se presenta de la siguiente forma:

$$q_{CH} = h_H * A_H * (T_H - T_A) \quad Ec. 13$$

Donde h_H es el coeficiente de convección para la transferencia de calor en $\text{W/m}^2 \text{ K}$ y A_H es el área de transferencia de calor por convección.

El coeficiente de convección h_H depende de la velocidad del viento del lugar, además, su cálculo está influenciado por el acabado de la superficie del plato del absorbedor y la incidencia de la corriente de aire. Para superficies planas con la corriente de aire paralela a la superficie se utilizan las fórmulas de Jürges. Éstas diferencian entre superficies lisas (Ec.14), superficies de chapa laminada (Ec.15) y superficies rugosas (Ec.16).

$$h_H = 7.120 * v_{20}^{0.775} + 5.129 * \exp(-0.6 * v_{20}) \quad Ec. 14$$

$$h_H = 7.137 * v_{20}^{0.780} + 5.350 * \exp(-0.6 * v_{20}) \quad Ec. 15$$

$$h_H = 7.739 * v_{20}^{0.784} + 5.850 * \exp(-0.6 * v_{20}) \quad Ec. 16$$

Donde v_{20} es la velocidad del aire a una temperatura de 293 K (20 °C) en m/s, por lo tanto

$$v_{20} = 293 \frac{v}{T} \quad Ec. 17$$

Donde v es la velocidad media del aire a una temperatura T .

Para superficies planas con la corriente del aire perpendicular a la superficie del plato del absorbedor el cálculo del coeficiente de convección tiene la siguiente forma:

$$h_H = 16.9 * v^{0.45} \quad Ec. 18$$

Combinando las Ecs. (12) y (13) la energía útil colectada para un caso genérico de pérdida de calor del absorbedor es:

$$q_{in} = I * A_H * C - \varepsilon * \sigma * A_H * (T_H^4 - 9.2845 * 10^{-6} * T_A^6) - h_H * A_H * (T_H - T_A) \quad Ec. 19$$

La eficiencia del concentrador es la relación entre la energía útil colectada y la energía solar total que entra en el concentrador:

$$E_C = \frac{q_{in}}{q_s}$$

Substituyendo las Ecs. (1) y (19) en la Ec. (.20):

$$E_C = \frac{I * A_H * C - \varepsilon * \sigma * A_H * (T_H^4 - 9.2845 * 10^{-6} * T_A^6) - h_H * A_H * (T_H - T_A)}{I * A_O} \text{ Ec. 20}$$

1.2 Motor Stirling

El motor Stirling es un mecanismo que trabaja teóricamente el ciclo que lleva su mismo nombre, el ciclo Stirling. El fluido de trabajo que utiliza es un fluido compresible como aire, hidrógeno, helio o nitrógeno que, al trabajar en un ciclo cerrado, no emite ningún tipo de contaminante, únicamente se emitirá el estricto y necesario utilizado como fuente de calor externa para el calentamiento de éste, ya que el motor Stirling es de combustión externa, además de no repercutir en el coste del mantenimiento del motor por la no necesidad de alimentar éste con combustible. Al ser un motor de combustión externa puede tener muchas fuentes de calor como: Combustión de algún tipo de material, biomasa y energía solar. El límite térmico de operación del motor Stirling dependerá del material usado en su construcción y el fluido de trabajo, encargado de la transferencia de calor, deberá combinar una alta presurización con una baja viscosidad para reducir el flujo de masa requerido por el motor.

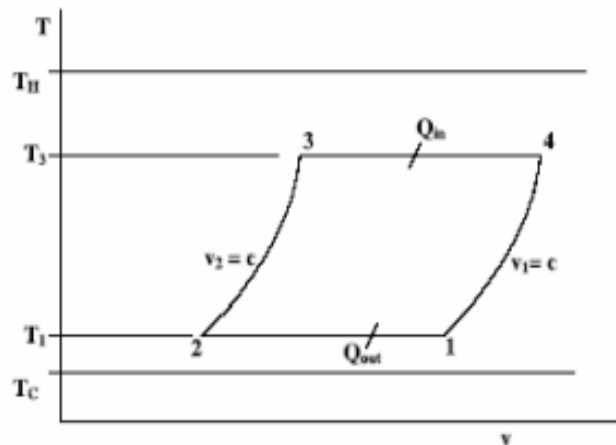
Los motores térmicos son normalmente diseñados para operar en un punto intermedio de dos casos límite de especial y primordial interés, buscando un equilibrio entre estos dos límites: Eficiencia máxima posible y potencia obtenida máxima. El primer caso límite es el rendimiento de Carnot de un motor completamente reversible que representa la máxima eficiencia posible. El segundo caso límite es el rendimiento Curzon-Ahlborn de un motor endoreversible (subsistemas reversibles que intercambian calor de forma irreversible y todas las irreversibilidades están interconectadas entre los subsistemas) que representa la eficiencia obtenida en la operación de obtener la máxima potencia posible.

El rendimiento de Carnot es dado por

$$E_{Carnot} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \text{ Ec. 21}$$

Donde T_C es la temperatura de la zona fría del motor en K (Fig. 2). Para alcanzar el rendimiento de Carnot en un proceso completamente reversible, las isotermas donde se produce el proceso de aporte de energía (q_{in}) o donde se produce el proceso de pérdida energética (q_{out}) deben ser infinitamente lentos. De esta manera se consigue un continuo equilibrio térmico entre el fluido de trabajo y la fuente de calor. Como, en este caso, es necesario un período de tiempo infinito para conseguir una cantidad de trabajo finita, la potencia, en esos infinitos períodos de equilibrio térmico, de la máquina tenderá a cero.

Figura 2. Ciclo Stirling T-S



Fuente: Estudio teórico y de viabilidad de la radiación solar concentrada en un motor Stirling. Modelo matemático. Véase pág. 35.

En los motores térmicos endoreversibles el proceso de transferencia de calor es considerado, únicamente en el ciclo de trabajo, un proceso irreversible. Sin embargo, en los motores tipo-Carnot la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la zona caliente y fría es considerada isotérmica o cuasi-isotérmica, el motor Stirling es considerado un motor de tipo-Carnot. Por lo tanto, la eficiencia en los motores de tipo-Carnot endoreversibles es siempre más pequeña que la que

se obtendría de un motor de Carnot completamente reversible, sin embargo, destacar que la potencia obtenida en ambos motores será semejante. La eficiencia de un motor tipo-Carnot endoreversible es dado por

$$E_{\text{Endorreversible}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad \text{Ec. 22}$$

Donde T_1 es la temperatura del fluido de trabajo en la zona fría en K, T_3 es la temperatura del fluido de trabajo en la zona caliente en K. Curzon y Ahlborn fueron los primeros en desarrollar la eficiencia de un motor tipo-Carnot endoreversible bajo la condición de máxima potencia posible. El rendimiento Curzon-Ahlborn es dado por

$$E_{\text{Curzon-Ahlborn}} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)^{0.5} \quad \text{Ec. 23}$$

Recalcar que el rendimiento Curzon-Ahlborn no representa el límite superior de la eficiencia real del motor térmico, únicamente representa la eficiencia real de un motor térmico bajo la condición de obtención de la máxima potencia posible.

En el caso de estudio de un motor Stirling real la eficiencia del motor vendrá representada por la fórmula de Malmo que es

$$E_{IT} = K_s * \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right) \quad \text{Ec. 24}$$

Donde K_s es el coeficiente Stirling. Se define K_s como la proporción de la eficiencia del ciclo ideal Stirling que se puede obtener con la tecnología actual. Los valores K_s están comprendidos entre 0'55 – 0'88.

1.3 Motor Stirling Solar

Un motor Stirling Solar es un sistema compuesto de un concentrador solar de tipo colector puntual y un motor Stirling. La eficiencia del motor Stirling Solar viene dada por

$$E = E_C * E_E \text{ Ec. 25}$$

Donde E_E representa la eficiencia del motor en cuestión.

Se tiene que $AO = (CAH) / (\alpha\rho)$ que combinada con la Ec. (21) se obtiene la expresión de la eficiencia del concentrador de la siguiente forma:

$$E_C = \alpha * \rho - K_1 * \alpha * \rho * (T_H^4 - 9.2845 * 10^{-6} * T_A^6) - K_2 * \alpha * \rho * (T_H - T_A) \text{ Ec. 26}$$

Donde,

$$K_1 = \varepsilon \frac{\sigma}{IC} \text{ Ec. 27}$$

$$K_2 = \frac{h_H}{IC} \text{ Ec. 28}$$

De esta manera la Ec. (26) pasa a ser:

$$E = [\alpha * \rho - K_1 * \alpha * \rho * (T_H^4 - 9.2845 * 10^{-6} * T_A^6) - K_2 * \alpha * \rho * (T_H - T_A)] * E_E \text{ Ec. 29}$$

Las expresiones límite para los casos de estudio entre la eficiencia máxima posible y la máxima potencia obtenida se obtendrán sustituyendo las Ecs. (22) y (24) en la Ec. (29). De esta forma se consigue que la temperatura de trabajo del motor esté comprendida entre los dos límites de estudio, por lo tanto, la temperatura óptima del motor Stirling tenderá entre estos dos casos límite.

1.3.1 Condición de eficiencia máxima posible

Substituyendo la Ec. (22) en la Ec. (29) da lugar

$$E = E_C * E_{CARNOT} \text{ Ec. 30}$$

$$E = [\alpha * \rho - K_1 * \alpha * \rho * (T_H^4 - 9.2845 * 10^{-6} * T_A^6) - K_2 * \alpha * \rho * (T_H - T_A)] * \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right) \quad Ec. 31$$

Para maximizar la eficiencia total, se deriva la eficiencia total respecto la temperatura del absorbedor e igualamos a cero, $dE/dT_H = 0$, la temperatura óptima del absorbedor, T_H^* , se obtendrá de la resolución de la siguiente ecuación:

$$T_H^{*5} - 0.75 * T_C * T_H^{*4} + 0.25 \left(\frac{K_2}{K_1}\right) * T_H^{*2} - 0.25 * \left[9.2845 * 10^{-6} * T_A^6 + \frac{K_2}{K_1} * T_A + \frac{1}{K_1}\right] T_C = 0 \quad Ec. 32$$

1.3.2 Condición de máxima potencia obtenida

Substituyendo la Ec. (24) en la Ec. (30) da lugar

$$E = E_C * E_{Curzon-Ahlborn}$$

$$E = [\alpha * \rho - K_1 * \alpha * \rho * (T_H^4 - 9.2845 * 10^{-6} * T_A^6) - K_2 * \alpha * \rho * (T_H - T_A)] * \left[1 - \left(\frac{T_C}{T_H}\right)^{0.5}\right] \quad Ec. 33$$

Con el mismo proceder que anteriormente, la temperatura óptima del absorbedor para la segunda condición vendrá dado por la siguiente ecuación:

$$T_H^{*9/2} - 0.875 * T_C^{0.5} * T_H^{*4} + 0.25 \left(\frac{K_2}{K_1}\right) * T_H^{*3/2} - 0.125 * \frac{K_2}{K_1} * T_C^{0.5} * T_H^* - 0.125 \left[9.2845 * 10^{-6} * T_A^6 + \frac{K_2}{K_1} * T_A + \frac{1}{K_1}\right] T_C^{0.5} = 0 \quad Ec. 34$$

1.3.3 Motor Stirling Solar real

Substituyendo la Ec. (25) en la Ec. (30) da lugar

$$E = E_C * E_{IT}$$

$$E = [\alpha * \rho - K_1 * \alpha * \rho * (T_H^4 - 9.2845 * 10^{-6} * T_A^6) - K_2 * \alpha * \rho * (T_H - T_A)] \\ * [K_s \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right)] \quad Ec. 35$$

Se observa que la Ec. (35) es igual que la Ec. (31) excepto en el término de la constante KS, por lo tanto, en este caso, la temperatura óptima del absorbedor obtenida en la condición de eficiencia máxima posible será la misma que para el estudio del motor Stirling Solar real.

Por último, para obtener la potencia obtenida del motor Stirling Solar existen diferentes caminos. Utilizando la eficiencia total obtenida en el paso 4 y aplicando la definición del rendimiento de un sistema la potencia obtenida es:

$$E = \frac{\text{Potencia útil}}{\text{Potencia absorbida}} = \frac{PO}{q_s} \quad Ec. 36$$

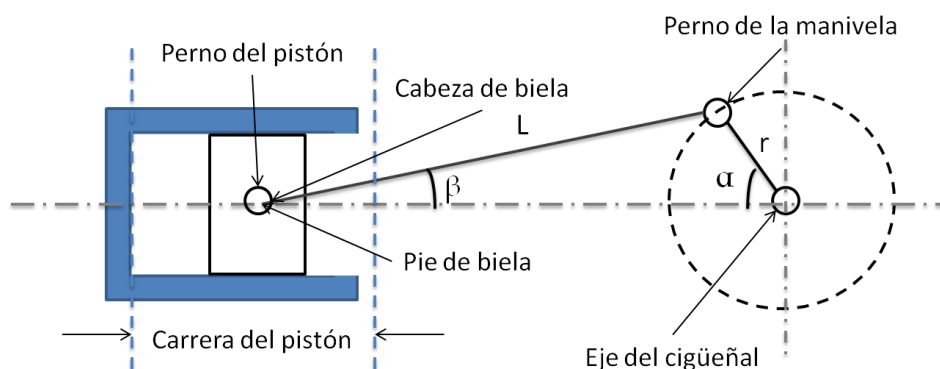
$$PO = E * q_s$$

ANEXO C. MECANISMO BIELA MANIVELA

Mediante el mecanismo biela-manivela se garantiza un movimiento continuo del motor. El pistón de potencia en el momento en que realiza trabajo por efecto de la expansión y compresión del gas cuando hay una diferencia de temperatura en sus dos zonas, este recorrerá una carrera lineal, la cual se transforma en movimiento circular garantizando un giro continuo del mecanismo biela-manivela. Gran parte del trabajo se realiza por el pistón de potencia, pero este solo no garantiza un movimiento continuo; es por esto que al eje del mecanismo se le adhiere un volante de inercia quien almacena energía y luego la entrega en el momento que la necesite, esto garantiza un movimiento alternativo del motor.

El pide 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 se considera como uniforme. En la figura 1 se muestra el esquema básico del mecanismo¹².

Figura 1. Esquema del mecanismo biela manivela



Fuente: Autores.

¹² Vásquez Cervantes Jorge, Metodología para el rediseño de motores de Ciclo Stirling, P. 13-17.

Para determinar el comportamiento del mecanismo en el motor es necesario variar angularmente el giro del cigüeñal α entre valores de 0 a 360°. A continuación se presentan las ecuaciones que rigen este modelo de mecanismo sencillo. Estas ecuaciones están determinadas por unos parámetros geométricos, los cuales al variarlos y definir un modelo acorde al esperado se obtiene su respectivo resultado. En el cuadro 8 y 9, se presentan los parámetros geométricos dimensionales de la biela-manivela con la que se trabaja en el motor Stirling tipo Gamma.

Índice del ángulo de inclinación del cigüeñal

$$\lambda = \frac{r}{L} \text{ Ec. 1}$$

Angulo de desplazamiento de la biela

$$\beta = \sin^{-1}(\lambda * \sin(\alpha)) \text{ Ec. 2}$$

Desplazamiento del pistón en función del ángulo del cigüeñal

$$X = r * \left((1 - \cos(\alpha)) + \left(\frac{1}{\lambda} \right) * \left(1 - \sqrt{1 - (\lambda * \sin(\alpha))^2} \right) \right) \text{ Ec. 3}$$

Velocidad del pistón

$$V = \frac{\pi * n * r}{30} * \left(\sin(\alpha) + \left(\frac{\lambda}{2} \right) * \sin(2 * \alpha) \right) \text{ Ec. 4}$$

Velocidad media del pistón

$$V_{mp} = \frac{L_p * n}{30} \text{ Ec. 5}$$

Velocidad angular

$$\omega = \frac{\pi * n}{30} \text{ Ec. 6}$$

Aceleración del pistón

$$A_{ce} = \omega^2 * r * (\cos(\alpha) + \lambda * \cos(2 * \alpha)) \text{ Ec. 7}$$

Tabla 1. Dimensionamiento y resultados del mecanismo biela-manivela.

Mecanismo biela-manivela			Comportamiento de resultados		
Parámetro	Unidad	Valor	Vmp	cm/s	21,33
L	cm	10	w	rad/s	20,94
r	cm	1,6	λ	-	0,16
Lp	cm	3,2			
n	rpm	200			
α	grados	0 - 360			

Fuente: Autores.

Tabla 2. Comportamiento del mecanismo biela-manivela en función del ángulo cigüeñal.

α [°]	α [rad]	β [°]	β [rad]	Desplazamiento [cm]	Velocidad [cm/s]	Aceleración [cm/seg²]
0	0	0	0	0	0	814,1
15	0,2618	136	2,373	0,0631	10,01	775,2
30	0,5236	262,9	4,589	0,2464	19,08	664
45	0,7854	372,2	6,496	0,5328	26,38	496,3
60	1,047	456,3	7,965	0,8965	31,34	294,8
75	1,309	509,4	8,891	1,306	33,71	84,4
90	1,571	527,5	9,207	1,729	33,51	-112,3
105	1,833	509,4	8,891	2,134	31,03	-278,9
120	2,094	456,3	7,965	2,496	26,7	-407,1
135	2,356	372,2	6,496	2,796	21,01	-496,3
150	2,618	262,9	4,589	3,018	14,43	-551,7
165	2,88	136	2,373	3,154	7,333	-580,7
180	3,142	0,0000 45	-7,92E-07	3,2	0,0000024 3	-589,5
195	3,403	-136	-2,373	3,154	-7,333	-580,7
210	3,665	-262,9	-4,589	3,018	-14,43	-551,7
225	3,927	-372,2	-6,496	2,796	-21,01	-496,3
240	4,189	-456,3	-7,965	2,496	-26,7	-407,1
255	4,451	-509,4	-8,891	2,134	-31,03	-278,9
270	4,712	-527,5	-9,207	1,729	-33,51	-112,3
285	4,974	-509,4	-8,891	1,306	-33,71	84,4
300	5,236	-456,3	-7,965	0,8965	-31,34	294,8
315	5,498	-372,2	-6,496	0,5328	-26,38	496,3
330	5,76	-262,9	-4,589	0,2464	-19,08	664
345	6,021	-136	-2,373	0,0631	-10,01	775,2
360	6,283	0,0000 91	0,0000015 8	2,77E-14	0,0000067 2	814,1

Fuente: Autores.

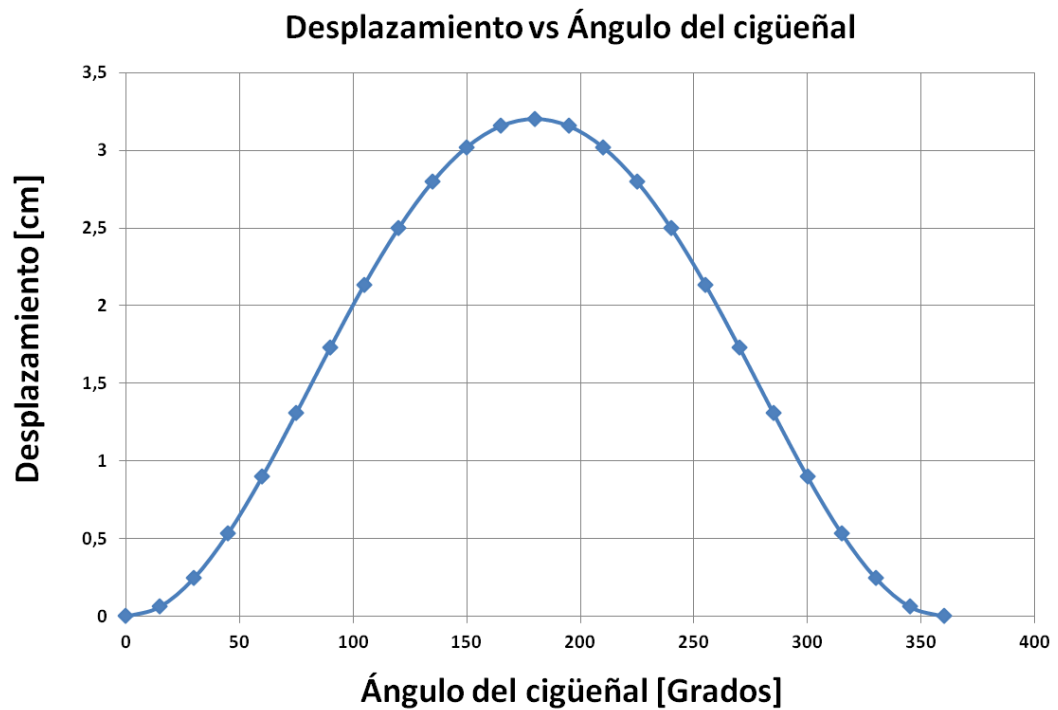
1. Representación gráfica del mecanismo biela-manivela

Al variar el ángulo del cigüeñal, se presentan diversos comportamientos del pistón de potencia quien es el que realiza el trabajo en el momento del funcionamiento del motor Stirling. El pistón ejerce una fuerza sobre el mecanismo, también presenta un desplazamiento en función del ángulo del mecanismo y sabemos que a diferentes posiciones del mecanismo tenemos diferentes ángulos, en el cuadro 2 visto anteriormente, se representa la solución del parámetro geométrico que se maneja del mecanismo en el motor; ¿por qué paramétrica? Porque es un valor que se puede variar a gusto del usuario para obtener un resultado esperado para lo que el desee. Estos datos garantizan diferentes comportamientos y a continuación se ve la representación gráfica para el desplazamiento, la velocidad y aceleración del pistón en función del ángulo del cigüeñal.

1.1 Desplazamiento del pistón

Para el desplazamiento del pistón de potencia se ve que al variar el ángulo del mecanismo entre 0 a 360 grados, se presenta una gráfica con un comportamiento sinusoidal del pistón como se ve en la figura 2. En la figura se ve que a 0 y 360 grados tenemos desplazamiento mínimo o nulo ubicado en el punto muerto superior de la cara del cilindro, como también tenemos a los 180 grados un desplazamiento máximo de 3,2 cm, que representa la carrera del pistón de potencia, esto garantiza que la carrera del pistón es dos veces el radio del cigüeñal y se define como el punto muerto inferior.

Figura 2. Grafica de desplazamiento del pistón en relación al ángulo del cigüeñal

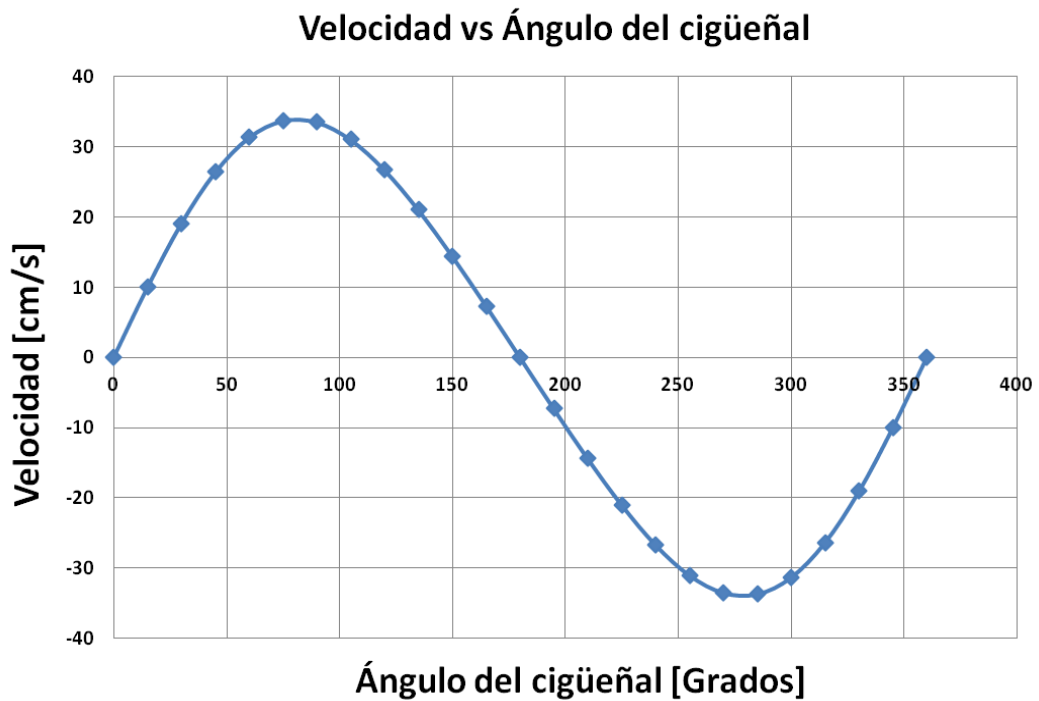


Fuente: Autores.

1.2 Velocidad del pistón

La figura 3, representa el comportamiento sinusoidal de la velocidad del pistón variando el ángulo del cigüeñal de 0 a 360 grados. Como se ve en esta grafica tenemos dos efectos durante el recorrido del pistón, el primero de 0 a 180 grados garantizan valores positivos de la velocidad, su valor máximo de velocidad es de 33,71 cm/seg para los 75 grados del giro del cigüeñal y el segundo de 180 a 360 grados toman valores negativos de velocidad, su valor máximo negativo es de - 33,71 cm/seg para los 285 grados del giro del cigüeñal.

Figura 3. Grafica de velocidad del pistón en relación al ángulo del cigüeñal

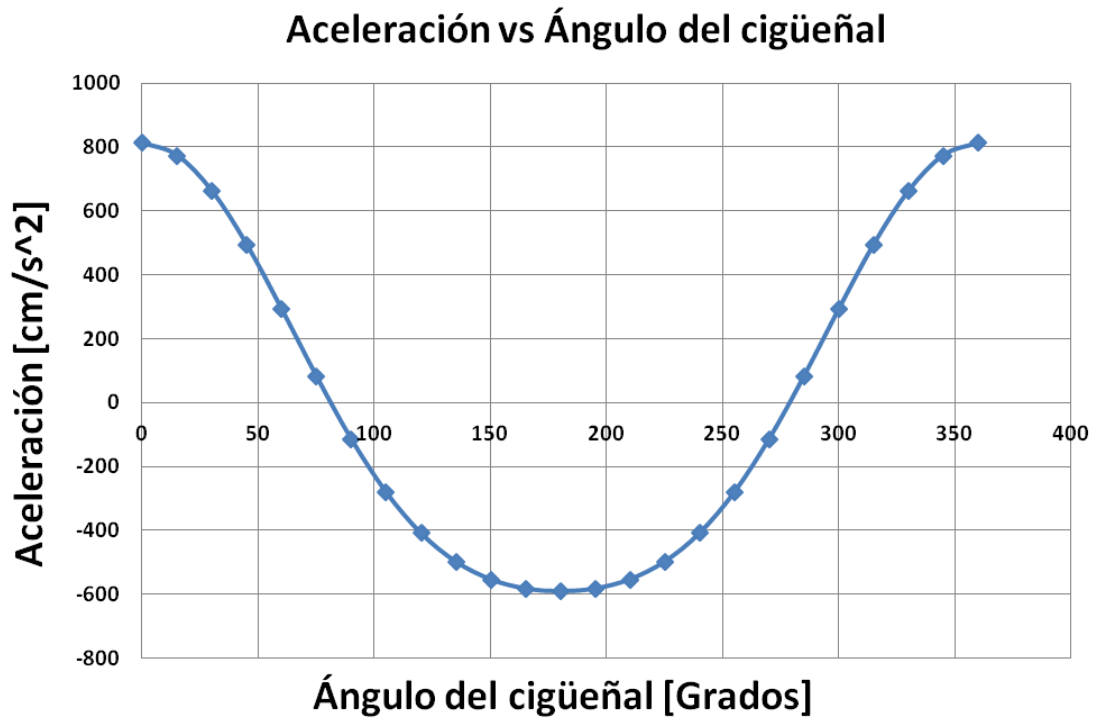


Fuente: Autores.

1.3 Aceleración del pistón

En la figura 4, se ve claramente la representación del coseno para el comportamiento de la aceleración del pistón, pero como las demás figuras del comportamiento del pistón con la variación del ángulo cigüeñal se tiene una representación sinusoidal. La figura presenta valores positivos de 0 a 81 grados y de 279 a 360 grados, mientras que de 82 a 278 grados toman valores negativos de la aceleración. El valor máximo de aceleración $814,1 \text{ cm/seg}^2$, se da a 0 y 360 grados, mientras que el valor mínimo $-589,5 \text{ cm/seg}^2$, se da a los 180 grados.

Figura 4. Grafica de aceleración del pistón en relación al ángulo del cigüeñal



Fuente: Autores.

ANEXO D. PROPIEDADES DE MATERIALES

1. Propiedades del teflón¹³

Entre las propiedades más sobresalientes del teflón se encuentran:

1. Poseer un bajo coeficiente de fricción ($< 0,1$).
2. Ser un material inerte y antiadherente.
3. tener un punto de fusión medio (~ 342 °C).
4. Presentar excelentes propiedades dieléctricas y de aislamiento eléctrico.

El teflón posee un bajo coeficiente de fricción, inferior a 0,1. El coeficiente de fricción representa la facilidad o dificultad que poseen los cuerpos para deslizarse unos sobre otros o sobre cualquier superficie. Mientras menos resistencia oponga y más fácilmente se deslicen, más bajo será su coeficiente de fricción. Por ejemplo, el hielo posee muy bajo coeficiente de fricción, por lo que una pista de patinaje ofrece muy poca resistencia a los patines, que pueden deslizarse sobre una superficie lisa y helada con mucha facilidad. Por el contrario, si intentáramos patinar con los mismos patines sobre una acera de cemento (que posee un coeficiente de fricción mucho más alto), resultará prácticamente imposible deslizarse sobre esa superficie en comparación con la pista de hielo.

Al ser un material inerte, el teflón es también antiadherente. Esa propiedad lo hace muy resistente frente al ataque de infinidad de productos químicos; por esa razón presenta una alta resistencia al ozono, a los ácidos y bases concentradas o diluidas, a los hidrocarburos y a los disolventes orgánicos.

El comportamiento del teflón resulta ser excelente dentro de un amplio rango de

¹³ Disponible en: http://www.asifunciona.com/quimica/af_teflon/af_teflon_3.htm

variación de temperaturas extremas. Ese rango se mueve entre los 260 °C (alta temperatura) hasta los -240 °C (temperatura muy baja o de criogenización), sin que se alteren sus propiedades físicas. Por otra parte, su punto de fusión inicial es de aproximadamente 342 °C. Además de sus propiedades antiadherentes y su bajo coeficiente de fricción, el teflón posee también una alta resistencia, tanto a la humedad, como al paso del tiempo y a los rayos ultravioleta (UV). Del mismo modo su anti adherencia lo convierte en un material impermeable y de fácil de limpieza.

2. Propiedades del Ultrapoly o HMW

Polymer Industries 'Densetec ® HMW es el material extruido cuando sea necesario Densetec ® HDPE no es suficiente y Polyslick ® UHMW ™ no es necesario. Densetec ® HMW tiene mayor resistencia al impacto y que el HDPE es más resistente a la abrasión. El hecho de que Densetec ® HMW es más resistente al desgaste que el HDPE estándar, y es más económico que el estándar UHMW hace que sea el material ideal para aplicaciones de desgaste y piezas mecanizadas. También se puede utilizar en aplicaciones tales como revestimientos de quitanieves y esparcidores de fertilizantes.

Tabla 1. Propiedades del HMW

Property*	ASTM Test Method	Typical Values	
		English Units	Metric Units
Density	D1505	59.2 lbs/ft ³	0.948 g/cc
Melt Flow Rate (HLM), Condition 190 °C / 21.6 kg	D1238	---	10 g / 10 min
Polyethylene Classification	D4976	Group 2, Class 3, Grade 5	Group 2, Class 3, Grade 5
Potable Water Standards	NSF International	Meets Standards 14 & 61	Meets Standards 14 & 61
Tensile Strength @ Yield	D638	3,600 psi	24.8 MPa
Elongation at Break	D638	700%	700%
Flexural Modulus	D790	175,000 psi	1207 MPa
ESCR, Condition A & B (100% Igepal), F ₅₀	D1693	> 600 hours	> 600 hours
Durometer Hardness	D2240	68 Shore D	68 Shore D
Vicat Softening Temperature	D1525	258 °F	126 °C
Heat Deflection Temperature @ 66 psi	D648	173 °F	78 °C
Brittleness Temperature	D746	< -103 °F	< -75 °C
Tensile Impact Strength	D1822	90 ft-lbf/in ²	190 KJ/m ²
Fire Rating	---	UL94HB	UL94 HB

Fuente: http://www.polymerindustries.com/pdf/tp_hmwsheet.pdf

3. Propiedades de materiales reflectivos

Una propiedad importante es la reflectividad, la cual se determina por la fracción de radiación incidente reflejada por una superficie.

Tabla 2. Materiales reflectivos.

Materiales Reflectivos	Valor
PVC blanco	0,871
Aluminio de al reflectividad (verde)	0,839
Aluminio de al reflectividad (rosado)	0,853
Aluminio de al reflectividad (celeste)	0,82
Chapadur prepintado blanco	0,741
Chapa galvanizada	0,588
Chapa pintada de blanco nueva	0,582
Chapa pintada de blanco envejecida	0,656
Fibra de vidrio pintada de blanco	0,709
Espejo de vidrio de 2 mm	0,795
Espejo de vidrio de 3 mm	0,754
Espejo de vidrio de 4 mm	0,712
Acero inoxidable	0,572
Mylar	0,833
Papel de aluminio	0,799

Fuente: Estudio teórico y de viabilidad de la radiación solar concentrada en un motor Stirling. Materiales reflectivos para los concentradores solares. Pág. 18.

El espejo de vidrio utilizado tiene un espesor de 3 mm, como se observa en el cuadro 1, donde se distinguen los diferentes valores de materiales reflectivos, para nuestro caso tenemos un valor de 0,754 de reflectancia del espejo de vidrio.

ANEXO E. SOFTWARE MOTOR STIRLING 'GAMMA'

1. CÓDIGO MATLAB DEL PROGRAMA STIRLING ENGINE 'GAMMA'

El programa se encuentra realizado en el Editor de Matlab, con el nombre **stirling.M**, el cual está conformado por 4 funciones siguientes.

- gas
- Schmidt

Estas funciones se mostrarán después de terminar el código principal. Cabe aclarar que también se tiene un archivo con el nombre **Graficas.M**, en este se encuentra el código para la representación grafica del mecanismo.

1.1 INICIO CODIGO `stirling.m`

```
function varargout = stirling(varargin)

gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',    mfilename, ...
                  'gui_Singleton', gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @stirling_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn', @stirling_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn', [], ...
                  'gui_Callback', []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end

% --- Executes just before stirling is made visible.
function stirling_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
a=imread('CAD_Model.jpg');
image(a)
axis off
handles.output = hObject;
% Update handles structure
guidata(hObject, handles);
Programa stirling gamma
```

```

function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
%% MOTOR STIRLING GAMMA

% Parametros de entrada
%% 1. CONDICIONES DE OPERACIÓN
% 1.1 Temperaturas
Tmax=str2double(get(handles.edit1,'string')); % Temperatura máxima [K]
Tmin=str2double(get(handles.edit2,'string')); % Temperatura mínima [K]
% 1.2 Presión
pmean=str2double(get(handles.edit14,'string')); % Presión media de carga
[Mpa]
% 1.3 Gas o fluido de trabajo
gas_type=get(handles.popupmenu1,'value'); %Tipo de gas
[rgas,cp,cv,gama,mu0,t0,t_suth,prandtl]=gas(gas_type); %propiedades del
gas
% 1.4 Revoluciones por minuto
n=str2double(get(handles.edit21,'string')); % numero de revoluciones
[rpm]
% 1.5 Ángulo de fase
phase=str2double(get(handles.edit6,'string')); % ángulo de fase [grados]
%% 2. DIMENSIONES DEL MOTOR
% 2.1 Parametros del piston de potencia
Dp=str2double(get(handles.edit7,'string')); % Diametro de piston de
potencia [cm]
Cp=str2double(get(handles.edit8,'string')); % carrera del piston [cm]
% 2.2 Parametros del Cilindro
Dc=str2double(get(handles.edit3,'string')); % Diametro interior del
cilindro [cm]
Lc=str2double(get(handles.edit31,'string')); % Longitud del cilindro [cm]
% 2.3 Parametros del desplazador
Dd=str2double(get(handles.edit9,'string')); % Diametro del desplazador
[cm]
Ded=str2double(get(handles.edit12,'string')); % Diametro del eje
desplazador [cm]
Ld=str2double(get(handles.edit11,'string')); % Longitud desplazador [cm]
Cd=str2double(get(handles.edit10,'string')); % carrera del desplazador
[cm]
% 2.5 Parametros geometricos
lr=str2double(get(handles.edit4,'string')); % longitud del regenerador
[cm]
dcd=str2double(get(handles.edit5,'string')); % distancia cara interior
cilindro-desplazador [cm]
dc=str2double(get(handles.edit16,'string')); %distancia cilindro-piston
L0=str2double(get(handles.edit17,'string')); %longitud orificio del motor
D0=str2double(get(handles.edit18,'string')); %diametro del orificio del
motor
%% 3. ENERGIA POR METODO DE DISEÑO
Bn=str2double(get(handles.edit32,'string')); % numero de Beale

%% Ecuaciones

% Ecuacion de temperatura
th=Tmax; % Temperatura foco caliente [k]

```

```

tk=Tmin; % Temperatura foco frio [k]
tr=(Tmax-Tmin)/log(Tmax/Tmin);% Temperatura en el regenerador[K]

% Ecuacion para el angulo de fase
alpha=phase*pi/180; % angulo de fase en radianes

% Ecuacion de funcionamiento de giro
freq=n/60;
omega = 2*pi*freq;

%% Ecuacion para volúmenes muertos y de barrido [cm^3]
vcle= (Dp^2*(pi/4)*Cp/3) + (Dc^2*(pi/4)*dc)+((Dc^2 - Dd^2)*(pi/4)*Ld) +
(D0^2*(pi/4)*L0) - (Ded^2*(pi/4)*dc); % volumen muerto de expansion [cm^3]
vclc=(Dp^2*(pi/4)*Cp/3)+(Dc^2*(pi/4)*dcd)+((Dc^2 - Dd^2)*(pi/4)*Ld) +
(D0^2*(pi/4)*L0) - (Ded^2*(pi/4)*(dc+Cd)); % volumen muerto de compresion
[cm^3]
vswe=(Dc^2)*(pi/4)*Cd; % volumen de barrido en expansion [cm^3]
vswc=(Dc^2)*(pi/4)*Cd - (Ded^2*(pi/4)*(dc+Cd)); % volumen de barrido en
compresion [cm^3]
%% Ecuaciones de volúmenes de las zonas caliente, fria y del regenerador
vh=0;
vk=0;
vr=0;
%% Graficas Schmidt
[vtot,ve,vc,p,wc,w,LI,LC,LE,eff,PW,theta,mgas]=Schmidt(th,tk,tr,vh,vk,
vr,vswe,vswc,vcle,vclc,alpha,rgas,freq,pmean,Bn);

graf=get(handles.popupmenu2,'value'); %Seleccione el tipo de grafica
analizar
if graf==1 % Diagrama de presion contra volumen para el ciclo
axes(handles.axes2);
plot(vtot,p, 'M')
hold on
grid on
xlabel('Volumen total (cm^3)')
ylabel('Presión (MPa)')
title('Diagrama Schmidt PV')
hold off
elseif graf==2 % Diagrama de presion contra volúmenes de expansion y
compresion para el ciclo
axes(handles.axes2);
plot(vc,p,ve,p)
grid on
xlabel('Volumen vc y ve (cm^3)')
ylabel('Presión (MPa)')
title('Diagrama de Presión vs Volúmenes')
hold off
legend ('vc','ve')
else
axes(handles.axes2); % Diagrama de presion contra el angulo del cigueñal
plot(theta,p,'c')
grid on
hold on
x = [0,360];

```

```

y = [pmean, pmean];
plot(x,y)
xlabel('Ángulo de cigueñal (grados)')
ylabel('Presión (MPa)')
title('Diagrama Schmidt de Presión vs theta')
hold off
end

%Tamb=str2double(get(handles.edit13,'string')); % Temperatura ambiente
[K]
%Lp=str2double(get(handles.edit46,'string')); % Longitud del piston de
potencia [cm]

%% RESULTADOS

set(handles.edit43,'string',vswe); % volumen de barrido en la zona de
expansion [cm3]
set(handles.edit44,'string',vswc); % volumen de barrido en la zona de
compresion [cm3]
set(handles.edit42,'string',vcle); % volumen muerto en la zona de
expansion [cm3]
set(handles.edit45,'string',vclc); % volumen muerto en la zona de
compresion [cm3]

set(handles.edit41,'string',pmean); % Presion media [Mpa]
set(handles.edit47,'string',tr); % Temperatura del regenerador K
mgas=roundn(mgas*1000,-3);
set(handles.edit15,'string',mgas); % masa de gas
set(handles.edit37,'string',freq); % Frecuencia de ciclo
set(handles.edit36,'string',omega); % velocidad angular rad/s

set(handles.edit23,'string',we); % Trabajo en la zona de expansion
[julios]
set(handles.edit24,'string',wc); % Trabajo en la zona de compresion
[julios]
set(handles.edit25,'string',w); % Trabajo util [julios]
set(handles.edit26,'string',LE); % Potencia en la zona de expansion
[watts]
set(handles.edit27,'string',LC); % Potencia en la zona de compresion
[watts]
set(handles.edit28,'string',LI); % Potencia util [watts]
set(handles.edit22,'string',PW); % Potencia util de salida [watts]

set(handles.edit29,'string',eff); % Eficiencia del ciclo stirling

```

FIN CODIGO stirling.m

1.2 Función gas.m

```

function [rgas, cp, cv, gama, mu0, t0, t_suth, prandtl]=gas (gas_type); %
Propiedades del gas de trabajo (he, h2, air)

if gas_type==1 % hidrogeno

```

```

        gama = 1.4;      % relacion : cp/cv
        rgas = 4157.2; % Constante de gas [J/kg.K]
        mu0 = 8.35e-6; % viscosidad dinamica en referencia a temp t0
[kg.m/s]
        t_suth = 84.4; % Temperatura constante de Sutherland [K]
elseif gas_type==2 % helio
        gama = 1.67;
        rgas = 2078.6;
        mu0 = 18.85e-6;
        t_suth = 80.0;
else % aire
        gama = 1.4;
        rgas = 287.0;
        mu0 = 17.08e-6;
        t_suth = 112.0;
end
cv = rgas/(gama - 1); % Calor especifico a volumen constante [J/kg.K]
cp = gama*cv;        % Calor especifico a presion constante [J/kg.K]
t0 = 273;           % Temperatura de referencia [K]
prandtl = 0.71; % Numero de Prandtl

```

1.3 Función Schmidt.m

```

function
[vtot, ve, vc, p, wc, we, w, LI, LC, LE, eff, PW, theta, mgas]=Schmidt(th, tk, tr, vh, vk,
vr, vswe, vswc, vcle, vclc, alpha, rgas, freq, pmean, Bn)

% Analisis de Schmidt
c = (((vswe/th)^2 + (vswc/tk)^2 +
2*(vswe/th)*(vswc/tk)*cos(alpha))^0.5)/2;
s = (vswc/2 + vclc + vk)/tk + vr/tr + (vswe/2 + vcle + vh)/th;
b = c/s;
sqrtb = (1 - b^2)^0.5;
bf = (1 - 1/sqrtb);
beta = atan(vswe*sin(alpha)/th/(vswe*cos(alpha)/th + vswc/tk)); % ángulo
de presion de fase beta
betal = beta*180/pi;

%% Masa total del gas en el motor [kg]
mgas=pmean*s*sqrtb/rgas;

%% Trabajos de salida
wc = (pi*vswc*mgas*rgas*sin(beta)*bf/c); % Trabajo de compresion(joules)
we = (pi*vswe*mgas*rgas*sin(beta - alpha)*bf/c); % Trabajo de
expansion(joules)
w = (wc + we); % Trabajo total (joules)
eff = w/we; % qe = we

%% Potencia de salida
% Potencia util en el eje
PW=Bn*pmean*vswe*freq;

%% Potencia indicada

```

```

LE=we*freq; %Power(watts)
LC=wc*freq; %Power(watts)
LI=w*freq; %Power(watts)

%% Diagramas de PV y P-theta para el analisis de schmidt

i=1; % vector i
for teta=0:5:360; % bucle para angulo de giro del mecanismo de 0° a 360°
    ve(i) = vcle + 0.5*vswe*(1-cos(teta*pi/180)); % volumen de expansion
    [cm^3]
    vc(i) = vclc + 0.5*vswc*(1-cos((teta*pi/180 - alpha)))+ 0.5*vswe*(1-
cos((teta*pi/180))); % volumen de compresion [cm^3]
    vtot(i) =(vc(i)+vr+ve(i)); % volumen total [cm^3]
    p(i) = mgas*rgas./(vc(i)/tk+vr/tr+ve(i)/th); % Presion del motor
    [Mpa]
    theta(i)=teta;
    i=i+1;
end

```

2. Código del programa de análisis adiabático ideal por Urieli

Programa adiabatico ideal

```

% sea (stirling engine analysis) - main program
%Israel Urieli 7/20/02

clc;
clear all;

% Row indices of the var, dvar arrays:
TC = 1; % Compression space temperature (K)
TE = 2; % Expansion space temperature (K)
QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
WC = 6; % Work done by the compression space (J)
WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressure (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temeprature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
% Size of var (ROWV, COL), dvar (ROWD, COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix

```

```

COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
=====
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global vk % cooler void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]

define;
choice = 'x';
while(~strcmp(choice,'q',1))
    fprintf('Choose simulation:\n');
    choice = input('a)diabatic, s)imple q)uit: ','s');
    if (strcmp(choice,'a',1))
        [var,dvar] = diabatic;
    elseif(strcmp(choice,'s',1))
        [var,dvar] = simple;
    end
end
fprintf('quitting simulation...\n');

function define
% define the stirling engine geometric
% and operational parameters
% Israel Urieli 4/1/02 (April Fool's Day)
% Modified 2/12/2010 to include no-matrix regenerator awgr0
clc;
clear all;
% The set of global variables defined are:
% engine
global engine_type % s)inusoidal, y)oke r)ockerV (all alpha engines)
global vclc vcle % compression,expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global b1 % Ross yoke length (1/2 yoke base) [m]
global b2 % Ross yoke height [m]
global crank % crank radius [m]
global dcomp dexp % diameter of compression/expansion pistons [m]
global acomp aexp % area of compression/expansion pistons [m^2]
global ymin % minimum yoke vertical displacement [m]
global conrodc conrode % length of comp/exp piston connecting rods [m]
global ycmax yemax % maximum comp/exp piston vertical displacement [m]
% heatex/cooler
global vk % cooler void volume [m^3]
global ak % cooler internal free flow area [m^2]
global awgk % cooler internal wetted area [m^2]
global dk % cooler hydraulic diameter [m]
global lk % cooler effective length [m]
% heatex/heater
global vh % heater void volume [m^3]
global ah % heater internal free flow area [m^2]
global awgh % heater internal wetted area [m^2]
global dh % heater hydraulic diameter [m]
global lh % heater effective length [m]
% heatex/regenerator

```

```

global lr % regenerator effective length [m]
global cqwr % regenerator housing thermal conductance [W/K]
global matrix_type % mesh foil no matrix
global vr % regen void volume [m^3]
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global dr % regen hydraulic diameter [m]
% gas
global rgas % gas constant [J/kg.K]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global cv % specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
global gama % ratio: cp/cv
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temp. [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Prandtl number
% operat
global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global mgas % total mass of gas in engine [kg]
% new data file
global new fid

new = input('Create a new data file? (y/n)','s');
if strcmp(new,'y',1)
    filename = input('enter new filename: ','s');
    fid = fopen(filename,'w');
else
    fid = 0;
    while fid < 1
        filename = input('open filename: ','s');
        [fid, message] = fopen(filename,'r');
        if fid == -1
            display(message)
            display('press ^C to exit')
        end
    end
end
engine
heatex
gas
operat
status = fclose(fid);

function engine
% Define engine configuration and drive geometric parameters.
% Israel Urieli 4/14/02

global engine_type % sinusoidal, yoke rocker-V (all alpha engines)
global new fid % new data file

engine_type = 'u';
while(strcmp(engine_type,'u',1))

```

```

if (strncmp(new, 'y', 1))
    fprintf('Available engine types are:\n');
    fprintf('  s)inusoidal drive\n');
    fprintf('  y)oke drive (Ross)\n');
    fprintf('  r)ocker-V drive (Ross)\n');
    engine_type = input('enter engine type ', 's');
    fprintf(fid, '%c\n', engine_type(1));
else
    engine_type = fscanf(fid, '%c', 1);
end
if (strncmp(engine_type, 's', 1))
    sindrive;
elseif (strncmp(engine_type, 'y', 1))
    yokedrive;
elseif (strncmp(engine_type, 'r', 1))
    rockerVdrive;
else
    fprintf(strncmp(engine_type, 'r', 1))
    engine_type = 'u';
end
end
=====
function sindrive
% Sinusoidal drive engine configuration
% Israel Urieli 4/14/02

global vclc vcle % compression, expansion clearence vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global new fid % new data file

fprintf('sinusoidal drive engine configuration\n')
if(strncmp(new, 'y', 1))
    vclc = input('enter compression space clearence volume [m^3]: ');
    vswc = input('enter compression space swept volume [m^3]: ');
    vcle = input('enter expansion space clearence volume [m^3]: ');
    vswe = input('enter expansion space swept volume [m^3]: ');
    phase = input('enter expansion phase angle advance [degrees]: ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', vclc);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vswc);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vcle);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vswe);
    fprintf(fid, '%.1f\n', phase);
else
    vclc = fscanf(fid, '%e', 1);
    vswc = fscanf(fid, '%e', 1);
    vcle = fscanf(fid, '%e', 1);
    vswe = fscanf(fid, '%e', 1);
    phase = fscanf(fid, '%f', 1);
end
fprintf('\nsinusoidal drive engine data summary:\n');
fprintf(' comp clearence, swept vols %.1f, %.1f [cm^3]\n',
vclc*1e6, vswc*1e6);

```

```

fprintf(' exp clearence,swept vols %.1f, %.1f [cm^3]\n',
vcle*1e6,vswe*1e6);
fprintf(' expansion phase angle advance %.1f[degrees]\n', phase);
alpha = phase * pi/180;
=====
function yokedrive
% Ross yoke drive engine configuration
% Israel Urieli 4/14/02

global vclc vcle % compression,expansion clearence vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global b1 % Ross yoke length (1/2 yoke base) [m]
global b2 % Ross yoke height [m]
global crank % crank radius [m]
global dcomp dexp % diameter of compression/expansion pistons [m]
global acomp aexp % area of compression/expansion pistons [m^2]
global ymin % minimum yoke vertical displacement [m]
global new fid % new data file

fprintf('Ross yoke drive engine configuration\n');
if(strncmp(new,'y',1))
    vclc = input('enter compression space clearence volume [m^3]: ');
    vcle = input('enter expansion space clearence volume [m^3]: ');

    b1 = input('enter Ross yoke length b1 (1/2 yoke base) [m]: ');
    b2 = input('enter Ross yoke height b2 [m]: ');
    crank = input('enter crank radius [m]: ');

    dcomp = input('enter compression piston diameter [m]: ');
    dexp = input('enter expansion piston diameter [m]: ');

    fprintf(fid, '%.3e\n', vclc);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vcle);
    fprintf(fid, '%.3e\n', b1);
    fprintf(fid, '%.3e\n', b2);
    fprintf(fid, '%.3e\n', crank);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dcomp);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dexp);
else
    vclc = fscanf(fid,'%e',1);
    vcle = fscanf(fid,'%e',1);
    b1 = fscanf(fid,'%e',1);
    b2 = fscanf(fid,'%e',1);
    crank = fscanf(fid, '%e',1);
    dcomp = fscanf(fid, '%e',1);
    dexp = fscanf(fid, '%e',1);
end
acomp = pi*dcomp^2/4.0;
aexp = pi*dexp^2/4.0;
yoke = sqrt(b1^2 + b2^2);
ymax = sqrt((yoke + crank)^2 - b2^2);
ymin = sqrt((yoke - crank)^2 - b2^2);

```

```

vswc = acomp*(ymax - ymin);
vswe = aexp*(ymax - ymin);
thmaxe = asin(ymax/(yoke + crank));
thmaxc = pi - thmaxe;
thmine = pi + asin(ymin/(yoke - crank));
thminc = 3*pi - thmine;
alpha = 0.5*(thmaxc - thmaxe) + 0.5*(thminc - thmine);
phase = alpha*180/pi;

fprintf('\nRoss yoke drive engine data summary:\n');
fprintf(' yoke length b1 (1/2 yoke base) %.1f [mm]\n', b1*1e3);
fprintf(' yoke height b2 %.1f [mm]\n', b2*1e3);
fprintf(' crank radius %.1f [mm]\n', crank*1e3);
fprintf(' compression piston diameter %.1f [mm]\n', dcomp*1e3);
fprintf(' expansion piston diameter %.1f [mm]\n', dexp*1e3);
fprintf(' comp clearance,swept vols %.1f, %.1f [cm^3]\n',
vclc*1e6,vswc*1e6);
fprintf(' exp clearance,swept vols %.1f, %.1f [cm^3]\n',
vcle*1e6,vswe*1e6);
fprintf(' ymin = %.1f(cm), ymax = %.1f(cm)\n',ymin*1e2,ymax*1e2)
fprintf(' alpha = %.1f(degrees)\n',phase);
=====
function rockerVdrive
% Ross rocker-V drive engine configuration
% Israel Urieli 4/14/02 & Martine Long 2/14/05

global vclc vcle % compression,expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global crank % crank radius [m]
global dcomp dexp % diameter of compression/expansion pistons [m]
global acomp aexp % area of compression/expansion pistons [m^2]
global conrodc conrode % length of comp/exp piston connecting rods [m]
global ycmayc yemayc % maximum comp/exp piston vertical displacement [m]
global new fid % new data file

fprintf('Ross rocker-V drive engine configuration\n');
if(strcmp(new,'y',1))
    vclc = input('enter compression space clearance volume [m^3]: ');
    vcle = input('enter expansion space clearance volume [m^3]: ');
    crank = input('enter crank radius [m]: ');
    conrodc = input('enter compression piston connecting rod length [m]:
');
    conrode = input('enter expansion piston connecting rod length [m]:
');
    dcomp = input('enter compression piston diameter [m]: ');
    dexp = input('enter expansion piston diameter [m]: ');
    phase = input('enter expansion phase angle advance [degrees]: ');

    fprintf(fid, '%.3e\n', vclc);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vcle);
    fprintf(fid, '%.3e\n', crank);
    fprintf(fid, '%.3e\n', conrodc);
    fprintf(fid, '%.3e\n', conrode);

```

```

    fprintf(fid, '%.3e\n', dcomp);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dexp);
    fprintf(fid, '%.1f\n', phase);
else
    vclc = fscanf(fid, '%e', 1);
    vcle = fscanf(fid, '%e', 1);
    crank = fscanf(fid, '%e', 1);
    conrodc = fscanf(fid, '%e', 1);
    conrode = fscanf(fid, '%e', 1);
    dcomp = fscanf(fid, '%e', 1);
    dexp = fscanf(fid, '%e', 1);
    phase = fscanf(fid, '%f', 1);
end
acomp = pi*dcomp^2/4.0;
aexp = pi*dexp^2/4.0;
ycmax = conrodc + crank;
ycmin = conrodc - crank;
yemax = conrode + crank;
yemin = conrode - crank;
vswc = acomp*(ycmax - ycmin);
vswe = aexp*(yemax - yemin);

fprintf('\nRoss rocker-V drive engine data summary:\n');
fprintf(' crank radius %.1f [mm]\n', crank*1e3);
fprintf(' compression piston connecting rod length %.1f [mm]\n',
conrodc*1e3);
fprintf(' expansion piston connecting rod length %.1f [mm]\n',
conrode*1e3);
fprintf(' compression piston diameter %.1f [mm]\n', dcomp*1e3);
fprintf(' expansion piston diameter %.1f [mm]\n', dexp*1e3);
fprintf(' comp clearance, swept vols %.1f, %.1f [cm^3]\n',
vclc*1e6, vswc*1e6);
fprintf(' exp clearance, swept vols %.1f, %.1f [cm^3]\n',
vcle*1e6, vswe*1e6);
fprintf(' COMPRESSION ymin = %.1f(cm), ymax =
%.1f(cm)\n', ycmin*1e2, ycmax*1e2);
fprintf(' EXPANSION ymin = %.1f(cm), ymax =
%.1f(cm)\n', yemin*1e2, yemax*1e2);
fprintf(' expansion phase angle advance %.1f[degrees]\n', phase);
alpha = phase * pi/180;
%=====

function heatex
% Specify heat exchanger geometric parameters
% Israel Urieli 3/31/02 (modified 12/01/03)
% Modified 2/14/2010 annulus and slots wetted area
cooler;
regen;
heater;
%=====

function cooler
% Specify cooler geometric parameters
% Israel Urieli 4/15/02

```

```

global vk % cooler void volume [m^3]
global ak % cooler internal free flow area [m^2]
global awgk % cooler internal wetted area [m^2]
global dk % cooler hydraulic diameter [m]
global lk % cooler effective length [m]
global new fid % new data file

cooler_type = 'u';
while(strncmp(cooler_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Tipo de enfriador:\n')
        fprintf('  p, Tuberia lisa\n')
        fprintf('  a, Anillo liso\n')
        fprintf('  s, Ranura\n')
        cooler_type = input('enter cooler type ','s');
        fprintf(fid, '%c\n', cooler_type(1));
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        cooler_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end
    if(strncmp(cooler_type,'p',1))
        [vk,ak,awgk,dk,lk] = pipes;
    elseif(strncmp(cooler_type,'a',1))
        [vk,ak,awgk,dk,lk] = annulus;
    elseif(strncmp(cooler_type,'s',1))
        [vk,ak,awgk,dk,lk] = slots;
    else
        fprintf('cooler type is undefined\n')
        cooler_type = 'u';
    end
end
fprintf('Resumen de datos del enfriador:\n');
fprintf(' Volumen de vacio(cc) %.2f\n', vk*1e6)
fprintf(' Area libre de flujo (cm^2) %.2f\n', ak*1e4)
fprintf(' Area humeda (cm^2) %.2f\n', awgk*1e4)
fprintf(' Dimetro hidraulico(mm) %.2f\n', dk*1e3)
fprintf(' Longitud fresca (cm) %.2f\n', lk*1e2)

%=====
function heater
% Specify heater geometric parameters
% Israel Urieli 4/15/02

global vh % heater void volume [m^3]
global ah % heater internal free flow area [m^2]
global awgh % heater internal wetted area [m^2]
global dh % heater hydraulic diameter [m]
global lh % heater effective length [m]
global new fid % new data file

heater_type = 'u';
while(strncmp(heater_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Tipo de calentador:\n')

```

```

        fprintf('    p, Tuberia lisa\n')
        fprintf('    a, Anillo liso\n')
        fprintf('    s, Ranura\n')
        heater_type = input('Seleccion tipo de calentador ','s');
        fprintf(fid, '%c\n', heater_type(1));
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        heater_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end
    if(strncmp(heater_type,'p',1))
        [vh,ah,awgh,dh,lh] = pipes;
    elseif(strncmp(heater_type,'a',1))
        [vh,ah,awgh,dh,lh] = annulus;
    elseif(strncmp(heater_type,'s',1))
        [vh,ah,awgh,dh,lh] = slots;
    else
        fprintf('heater type is undefined\n')
        heater_type = 'u';
    end
end
fprintf('Resumen del Calentador:\n');
fprintf(' volumen vacio(cc) %.2f\n', vh*1e6)
fprintf(' Area libre de flujo (cm^2) %.2f\n', ah*1e4)
fprintf(' Area humeda (cm^2) %.2f\n', awgh*1e4)
fprintf(' Diametro hidraulico(mm) %.2f\n', dh*1e3)
fprintf(' Longitud calentador (cm) %.2f\n', lh*1e2)

%=====
function [v,a,awg,d,len] = pipes
% homogeneous smooth pipes heat exchanger
% Israel Urieli 4/15/02
global new fid % new data file

fprintf('conjunto homogéneo de tubos lisos\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    d = input('Digite diámetro interior del tubo [m] : ');
    len = input('Digite longitud intercambiador de calor [m] : ');
    num = input('Digite el número de tubos de haz : ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', d);
    fprintf(fid, '%.3e\n', len);
    fprintf(fid, '%d\n', num);
else
    d = fscanf(fid,'%e',1);
    len = fscanf(fid,'%e',1);
    num = fscanf(fid,'%d',1);
end
a = num*pi*d*d/4;
v = a*len;
awg = num*pi*d*len;
%=====
function [v,a,awg,d,len] = annulus
% annular gap heat exchanger
% Israel Urieli 12/01/03
% Modified 2/14/2010 wetted area

```

```

global new fid % new data file

fprintf(' hueco anular del intercambiador de calor\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    dout = input('Digite diámetro anular exterior de brecha [m] : ');
    din = input('Digite diámetro anular interior [m] : ');
    len = input('Digite la longitud del intercambiador de calor[m] : ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', dout);
    fprintf(fid, '%.3e\n', din);
    fprintf(fid, '%.3e\n', len);
else
    dout = fscanf(fid,'%e',1);
    din = fscanf(fid,'%e',1);
    len = fscanf(fid,'%e',1);
end

a = pi*(dout*dout - din*din)/4;
v = a*len;
awg = pi*dout*len;
d = dout - din;
=====
function [v,a,awg,d,len] = slots
% slots heat exchanger
% Israel Urieli 12/01/03
% Modified 2/14/2010 wetted area
global new fid % new data file

fprintf(' Ranura del intercambiador\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    w = input('Digite ancho de la ranura [m] : ');
    h = input('Digite altura de la ranura [m] : ');
    len = input('Digite Longitud del intercambiador de calor [m] : ');
    num = input('Digite Numero de ranuras : ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', w);
    fprintf(fid, '%.3e\n', h);
    fprintf(fid, '%.3e\n', len);
    fprintf(fid, '%d\n', num);
else
    w = fscanf(fid,'%e',1);
    h = fscanf(fid,'%e',1);
    len = fscanf(fid,'%e',1);
    num = fscanf(fid,'%d',1);
end

a = num*w*h;
v = a*len;
awg = num*(w + 2*h)*len;
d = 4*v/awg;
=====

function gas
% specifies the working gas properties (he, h2, air)

```

```

% Israel Urieli 4/20/02

global rgas % gas constant [J/kg.K]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global cv % specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
global gama % ratio: cp/cv
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temperature [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Prandtl number
global new fid % new data file

gas_type = 'un';
while(strncmp(gas_type,'un',2))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Tipo de gas de trabajo:\n');
        fprintf('  hy)drogeno\n');
        fprintf('  he)lio\n');
        fprintf('  ai)re\n');
        gas_type = input('Seleccione el tipo de gas: ','s');
        gas_type = [gas_type(1), gas_type(2)];
        fprintf(fid, '%s\n', gas_type);
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        gas_type = fscanf(fid, '%c',2);
    end
    if(strncmp(gas_type,'hy',2))
        fprintf('hidrogeno\n')
        gama = 1.4;
        rgas = 4157.2;
        mu0 = 8.35e-6;
        t_suth = 84.4;
    elseif(strncmp(gas_type,'he',2))
        fprintf('helio\n')
        gama = 1.67;
        rgas = 2078.6;
        mu0 = 18.85e-6;
        t_suth = 80.0;
    elseif(strncmp(gas_type,'ai',2))
        fprintf('aire\n')
        gama = 1.4;
        rgas = 287.0;
        mu0 = 17.08e-6;
        t_suth = 112.0;
    else
        fprintf('gas type is undefined\n')
        gas_type = 'un';
    end
end
cv = rgas/(gama - 1);
cp = gama*cv;
t0 = 273;
prandtl = 0.71;

```

```

function operat
% Determine operating parameters and do Schmidt analysis
% Israel Urieli 4/20/02

global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global new fid % new data file

if(strncmp(new,'y',1))
    pmean = input('Digite presion media (Pa) : ');
    tk = input('Digite Temperatura enfriador (K) : ');
    th = input('Digite Temperatura calentador (K) : ');
    freq = input('Frecuencia de operacion (herz) : ');
    fprintf(fid, '%.1f\n', pmean);
    fprintf(fid, '%.1f\n', tk);
    fprintf(fid, '%.1f\n', th);
    fprintf(fid, '%.1f\n', freq);
else
    pmean = fscanf(fid,'%f',1);
    tk = fscanf(fid,'%f',1);
    th = fscanf(fid,'%f',1);
    freq = fscanf(fid,'%f',1);
end

tr = (th - tk)/log(th/tk);
omega = 2*pi*freq;
fprintf('Parametros de operacion:\n');
fprintf(' Presion media (kPa): %.3f\n',pmean*1e-3);
fprintf(' Temperatura enfriador (K): %.1f\n',tk);
fprintf(' Temperatura calentador (K): %.1f\n',th);
fprintf(' Temperatura regenerador (K): %.1f\n',tr);
fprintf(' Frecuencia de operacion (herz): %.1f\n',freq);

Schmidt; % Do Schmidt analysis
=====
function Schmidt
% Schmidt anlysis
% Israel Urieli 3/31/02

global mgas % total mass of gas in engine [kg]
global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regen, heater temperatures [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global vclc vcle % compression,expansion clearence vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global vk vr vh % cooler, regenerator, heater volumes [m^3]
global rgas % gas constant [J/kg.K]

% Schmidt analysis
c = ((vswe/th)^2 + (vswc/tk)^2 +
2*(vswe/th)*(vswc/tk)*cos(alpha))^0.5)/2;

```

```

s = (vswc/2 + vclc + vk)/tk + vr/tr + (vswe/2 + vcle + vh)/th;
b = c/s;
sqrtb = (1 - b^2)^0.5;
bf = (1 - 1/sqrtb);
beta = atan(vswe*sin(alpha)/th/(vswe*cos(alpha)/th + vswc/tk));
fprintf(' presión de ángulo de fase beta  %.1f(degrees)\n',beta*180/pi)
% Masa total de fluido de trabajo en el motor
mgas=pmean*s*sqrtb/rgas;
fprintf(' Masa total de gas:  %.3f(gm)\n',mgas*1e3)
% Trabajos
wc = (pi*vswc*mgas*rgas*sin(beta)*bf/c);
we = (pi*vswe*mgas*rgas*sin(beta - alpha)*bf/c);
w = (wc + we);
power = w*freq;
Lc = wc*freq;
Le = we*freq;
eff = w/we; % qe = we
% Printout Schmidt analysis results
fprintf('===== Analisis Schmidt =====\n')
fprintf(' Work(joules) %.3e, Power(watts) %.3e\n', w,power);
fprintf(' Qexp(joules) %.3e, Qcom(joules) %.3e\n', we,wc);
fprintf(' Lexp(watts) %.3e, Lcom(watts) %.3e\n', Le,Lc);
fprintf(' indicated efficiency %.3f\n', eff);
fprintf('===== \n')
% Plot Schmidt analysis pv and p-theta diagrams
fprintf('Quieres ver el Diagrama de analisis de Schmidt?\n');
choice = input('y)es or n)o: ','s');
if(strncmp(choice,'y',1))
    plotpv
end
% Plot Alan Organ's particle mass distribution in Natural Coordinates
fprintf('Quieres ver el Diagrama de distribucion masico?\n');
choice = input('y)si o n)no: ','s');
if(strncmp(choice,'y',1))
    plotmass
end

function [var,dvar] = adiabatic
% ideal adiabatic simulation and temperature/energy vs theta plots
% Israel Urieli, 7/20/2002
% Returned values:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)

% Row indices of the var, dvar arrays:
TC = 1; % Compression space temperature (K)
TE = 2; % Expansion space temperature (K)
QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
WC = 6; % Work done by the compression space (J)
WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
W  = 8; % Total work done (WC + WE) (J)

```

```

P = 9; % Pressure (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
% Size of var(ROWV,COL), dvar(ROWD,COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=====
global freq % cycle frequency [herz]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global vk % cooler void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]

% do ideal adiabatic analysis:
[var,dvar] = adiab;

% Imprime resultados del analisis adiabatico ideal
eff = var(W,COL)/var(QH,COL); % Eficiencia termica del motor
Qkpower = var(QK,COL)*freq; % El calor transferido al enfriador (W)
Qrpower = var(QR,COL)*freq; % El calor transferido al regenerador (W)
Qhpower = var(QH,COL)*freq; % El calor transferido al calentador (W)
Wpower = var(W,COL)*freq; % Potencia total de salida (W)
fprintf('===== Resultados del Analisis Adiabatico Ideal
=====\n')
fprintf(' El calor transferido al enfriador: %.2f[W]\n', Qkpower);
fprintf(' El calor neto transferido al regenerador: %.2f[W]\n', Qrpower);
fprintf(' El calor transferido al calentador: %.2f[W]\n', Qhpower);
fprintf(' Potencia total de salida: %.2f[W]\n', Wpower);
fprintf(' Eficiencia termica : %.1f[%%]\n', eff*100);
fprintf('===== \n')

% Diagrama de resultados de la simulación adiabática ideal
plotadiab(var,dvar);

function [var,dvar] = adiab
% ideal adiabatic model simulation
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Returned values:
% var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
% dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)

```

```

global tk th % cooler, heater temperatures [K]

% Row indices of the var, dvar matrices, and the y,dy variable vectors:
TC = 1; % Compression space temperature (K)
TE = 2; % Expansion space temperature (K)
QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
WC = 6; % Work done by the compression space (J)
WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressure (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
% Size of var(ROWV,COL), y(ROWV), dvar(ROWD,COL), dy(ROWD)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=====
fprintf('=====-Análisis Adiabático Ideal=====\n')
fprintf('Enfriador Tk = %.1f[K], Calentador Th = %.1f[K]\n', tk, th);
epsilon = .01; % Error admisible en temperatura (K)
max_iteration = 20; % Máximo número de iteraciones a converger
ninc = 360; % número de incrementos de integración (todos los grados)
step = ninc/36; % para guardar los valores de var, matrices DVar
dtheta = 2.0*pi/ninc; % Valor mínimo de la integración (radianes)
% Condiciones Iniciales:
y(THE) = th;
y(TCK) = tk;
y(TE) = th;
y(TC) = tk;
iter = 0;
terror = 10*epsilon; % Initial error to enter the loop
% Iteration loop to cyclic convergence
while ((terror >= epsilon)&(iter < max_iteration))
% Condiciones iniciales de ciclo
tc0 = y(TC);
te0 = y(TE);
theta = 0;
y(QK) = 0;
y(QR) = 0;
y(QH) = 0;
y(WC) = 0;

```

```

    y(WE) = 0;
    y(W) = 0;
    fprintf('iteration %d: Tc = %.1f[K], Te =
%.1f[K]\n', iter, y(TC), y(TE))
    for(i = 1:1:ninc)
        [theta, y, dy] = rk4('dadiab', 7, theta, dtheta, y);
    end
    terror = abs(tc0 - y(TC)) + abs(te0 - y(TE));
    iter = iter + 1;
end

if (iter >= max_iteration)
    fprintf('No convergence within %d iteration\n', max_iteration)
end

% Initial var and dvar matrix
var = zeros(22, 37);
dvar = zeros(16, 37);

% a final cycle, to fill the var, dvar matrices
theta=0;
y(QK)=0;
y(QR)=0;
y(QH)=0;
y(WC)=0;
y(WE)=0;
y(W)=0;
[var, dvar] = filmatrix(1, y, dy, var, dvar);
for(i = 2:1:COL)
    for(j = 1:1:step)
        [theta, y, dy] = rk4('dadiab', 7, theta, dtheta, y);
    end
    [var, dvar] = filmatrix(i, y, dy, var, dvar);
end

function [y, dy] = dadiab(theta, y)
% Evaluate ideal adiabatic model derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Arguments: theta - current cycle angle [radians]
%             y(22) - vector de valores de las variables actuales
% Returned values:
%             y(22) - vector de actualización de las variables actuales
%             dy(16) vector of current derivatives
% Function invoked : volume.m

% global variables used from "define" functions
global vk % cooler void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]
global rgas % gas constant [J/kg.K]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global cv % specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]

```

```

global gama % ratio: cp/cv
global mgas % total mass of gas in engine [kg]
global tk tr th % cooler, regen, heater temperatures [K]

% Indices of the y, dy vectors:
TC = 1; % Compression space temperature (K)
TE = 2; % Expansion space temperature (K)
QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
WC = 6; % Work done by the compression space (J)
WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressure (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
%=====

% Volume and volume derivatives:
[y(VC), y(VE), dy(VC), dy(VE)] = volume(theta);

% Pressure and pressure derivatives:
vot = vk/tk + vr/tr + vh/th;
y(P) = (mgas*rgas/(y(VC)/y(TC) + vot + y(VE)/y(TE)));
top = -y(P)*(dy(VC)/y(TCK) + dy(VE)/y(THE));
bottom = (y(VC)/(y(TCK)*gama) + vot + y(VE)/(y(THE)*gama));
dy(P) = top/bottom;

% Mass accumulations and derivatives:
y(MC) = y(P)*y(VC)/(rgas*y(TC));
y(MK) = y(P)*vk/(rgas*tk);
y(MR) = y(P)*vr/(rgas*tr);
y(MH) = y(P)*vh/(rgas*th);
y(ME) = y(P)*y(VE)/(rgas*y(TE));
dy(MC) = (y(P)*dy(VC) + y(VC)*dy(P)/gama)/(rgas*y(TCK));
dy(ME) = (y(P)*dy(VE) + y(VE)*dy(P)/gama)/(rgas*y(THE));
dpop = dy(P)/y(P);
dy(MK) = y(MK)*dpop;
dy(MR) = y(MR)*dpop;
dy(MH) = y(MH)*dpop;

% Mass flow between cells:

```

```

y(GACK) = -dy(MC);
y(GAKR) = y(GACK) - dy(MK);
y(GAHE) = dy(ME);
y(GARH) = y(GAHE) + dy(MH);

% Conditional temperatures between cells:
y(TCK) = tk;
if(y(GACK)>0)
    y(TCK) = y(TC);
end
y(THE) = y(TE);
if(y(GAHE)>0)
    y(THE) = th;
end

% 7 derivatives to be integrated by rk4:
% Working space temperatures:
dy(TC) = y(TC)*(dpop + dy(VC)/y(VC) - dy(MC)/y(MC));
dy(TE) = y(TE)*(dpop + dy(VE)/y(VE) - dy(ME)/y(ME));

% Energy:
dy(QK) = vk*dy(P)*cv/rgas - cp*(y(TCK)*y(GACK) - tk*y(GAKR));
dy(QR) = vr*dy(P)*cv/rgas - cp*(tk*y(GAKR) - th*y(GARH));
dy(QH) = vh*dy(P)*cv/rgas - cp*(th*y(GARH) - y(THE)*y(GAHE));
dy(WC) = y(P)*dy(VC);
dy(WE) = y(P)*dy(VE);

% Net work done:
dy(W) = dy(WC) + dy(WE);
y(W) = y(WC) + y(WE);

function [var,dvar]=Filmatrix(j,y,dy,var,dvar);
% Fill in the j-th column of the var, dvar matrices with values of y, dy
% Israel Urieli, 7/20/2002
% Arguments: j - column index (1 - 37, every 10 degrees of cycle angle)
%             y(ROWV) - vector of current variable values
%             dy(ROWD) vector of current derivatives
%             var(ROWV,37) - matrix of current variables vs cycle angle
%             dvar(ROWD,37) - matrix of current derivatives vs cycle
angle
% Returned values:
%             var(ROWV,37) - matrix of updated variables vs cycle angle
%             dvar(ROWD,37) - matrix of updated derivatives vs cycle
angle

ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix

for(i = 1:1:ROWV)
    var(i,j) = y(i);
end
for(i = 1:1:ROWD)

```

```

    dvar(i,j) = dy(i);
end

function plotadiab(var,dvar)
% various plots of ideal adiabatic simulation results
% Israel Urieli, 7/21/2002 (corrected temp plots 12/3/2003)
% Arguments:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)

% Row indices of the var, dvar arrays:
TC = 1; % Compression space temperature (K)
TE = 2; % Expansion space temperature (K)
QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
WC = 6; % Work done by the compression space (J)
WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressure (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
% Size of var (ROWV, COL), dvar (ROWD, COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=====
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global vk % cooler void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]

choice = 'x';
while(~strcmp(choice,'q',1))
    fprintf('Elegir tipo de grafico:\n');
    fprintf('  p - Diagrama PV\n');
    fprintf('  t - Diagrama Temperatura vs angulo del cigueñal\n');
    fprintf('  e - Diagrama de energia vs angulo del cigueñal\n');
    fprintf('  q - Salir\n');
    choice = input('p)Diagrama PV, t)Temperatura, e)Energia, q)Salir:
', 's');
    if(strcmp(choice,'p',1))
        figure

```

```

        vol = (var(VC,:) + vk + vr + vh + var(VE,:))*1e6; % cubic
centimeters
        pres = (var(P,:))*1e-5; % bar
        plot(vol,pres,'k')
        grid on
        xlabel('Volumen (cc)')
        ylabel('Presion (bar [1bar = 100kPa])')
        title('Diagrama P-v')
elseif(strncmp(choice,'t',1))
    figure
    x = 0:10:360;
    Tcomp = var(TC,:);
    Texp = var(TE,:);
    plot(x,Tcomp,'b-',x,Texp,'r-');
    hold on
    x = [0,360];
    y = [tk,tk];
    plot(x,y,'b-')
    y = [tr,tr];
    plot(x,y,'g-')
    y = [th,th];
    plot(x,y,'r-')
    hold off
    grid on
    xlabel('Angulo del cigueñal (Grados)');
    ylabel('Temperatura (K)');
    title('Temperatura vs Angulo del cigueñal');
elseif(strncmp(choice,'e',1))
    figure
    x = 0:10:360;
    Qkol = var(QK,:); % [J]
    Qreg = var(QR,:); % [J]
    Qhot = var(QH,:); % [J]
    Work = var(W,:); % [J]
    Wcom = var(WC,:); % [J]
    Wexp = var(WE,:); % [J]
    plot(x,Qkol,'b-',x,Qreg,'g-',x,Qhot,'r-',x,Work,'k-.',x,Wcom,'b--
',x,Wexp,'r--');
    grid on
    xlabel('Angulo del cigueñal (degrees)');
    ylabel('Energia [Joules]');
    title('Energia vs Angulo del cigueñal');
end
end
fprintf('Salida del diagrama adiabatico ideal...\n');

```

```
function plotmass
```

```

% Kyle Wilson 10-2-02
% ME 589
% Particle Trajectory Map
% Equations from Organ's "'Natural' coordinates for analysis of the
practical

```

```

% Stirling cycle" and Oegik Soegihardjo's 1993 project on the same topic

% Modified by Israel Urieli (11/27/2010) to obtain correct phase advance
% angle alpha subsequent to error determined by Zack Alexy (March 2010)

% clc;clear;home;format compact;
%% Inputs from define program
global vclc vcle % compression,expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global vk % cooler void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]

NT = th/tk; % Temperature ratio
Vref = vswe; % Reference volume

%% Fixed reduced volumes

vswe_r = (vswe/Vref)/NT; % Reduced expansion swept volume (m^3)
vcle_r = (vcle/Vref)/NT; % Reduced expansion clearance volume (m^3)
vh_r = (vh/Vref)/NT; % Reduced heater void volume (m^3)
vr_r = (vr/Vref)*log(NT)/(NT-1); % Reduced regenerator void volume
(m^3)
vk_r = (vk/Vref); % Reduced cooler void volume (m^3)
vswc_r = (vswc/Vref); % Reduced compression swept volume (m^3)
vclc_r = (vclc/Vref); % Reduced compression clearance volume (m^3)

%% Phase domain
angi = 0;
angf = 2*pi;
dang = 0.1;
ang = [angi:dang:angf];
n = size(ang);

%% Volume variations
for i = 1:n(2)
    deg(i) = ang(i)*180/pi;
    Ve(i) = (vswe/2)*(1-cos(ang(i))); % Expansion volume vs phase
    Vc(i) = (vswc/2)*(1+cos(ang(i) - alpha)); % Compression volume vs
phase
    ve(i) = (Ve(i)/Vref)/NT; % Reduced expansion vs phase
    vc(i) = Vc(i)/Vref; % Reduced compression vs phase
    vt(i) = vswe_r + vcle_r + vh_r + vr_r + vk_r + vclc_r + vc(i); % Total
volume vs phase
end
figure
step = 30;
for m = 1:step-1
    for i = 1:n(2)
        v(i) = ve(i) + (m/step)*(vt(i)-ve(i)); % Reduced volume segments

```

```

end

hold on
plot(v,deg,'k:')
end
hold on
plot(ve,deg,'k')
plot(vt,deg,'k')

%% Vertical lines
L1 = vswe_r; % Boundary of reduced expansion swept volume
L2 = L1 + vcle_r; % Boundary of reduced expansion clearance volume
L3 = L2 + vh_r; % Boundary of reduced heater void volume
L4 = L3 + vr_r; % Boundary of reduced regenerator void volume
L5 = L4 + vk_r; % Boundary of reduced cooler void volume
L6 = min(vt); % Boundary of reduced expansion swept volume

point1 = [L1;L1]; % Preparing for plot
point2 = [L2;L2];
point3 = [L3;L3];
point4 = [L4;L4];
point5 = [L5;L5];
point6 = [L6;L6];
point = [0;deg(n(2))];

plot(point1,point,'r--',point2,point,'r--',point3,point,'g--')
plot(point4,point,'g--',point5,point,'b--',point6,point,'b--')
axis([0 max(vt) 0 deg(n(2))])

xlabel('Reduced volume')
ylabel('Crank Angle (deg)')
title('Particle mass plot')

hold off

function plotpv
% plot pv and p-theta diagrams of schmidt analysis
% Israel Urieli 1/6/03

global vclc vcle % compression,expansion clearence vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global vk % cooler void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global mgas % total mass of gas in engine [kg]
global rgas % gas constant [J/kg.K]
global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]

theta = 0:5:360;

```

```

ve = vcle + 0.5*vswe*(1-cos(theta*pi/180)); % volumen de expansion [cm^3]
vc = vclc + 0.5*vswc*(1-cos((theta*pi/180 - alpha)))+ 0.5*vswe*(1-
cos((theta*pi/180))); % volumen de compresion [cm^3]
%vc = vclc + 0.5*vswc*(1 + cos(theta*pi/180));
%ve = vcle + 0.5*vswe*(1 + cos(theta*pi/180 + alpha));
p = mgas*rgas./(vc/tk + vk/tk + vr/tr + vh/th + ve/th)*1e-5; % [bar]
vtot = (vc + vk + vr + vh + ve)*1e6; % [cc]
figure
plot(vtot,p)
grid on
xlabel('total volume (cc)')
ylabel('pressure (bar)')
title('Schmidt pv diagram')
figure
plot(theta,p)
grid on
hold on
x = [0,360];
y = [pmean*1e-5, pmean*1e-5];
plot(x,y)
xlabel('crank angle (deg)')
ylabel('pressure (bar)')
title('Schmidt p-theta diagram')

```

```

function [x, y, dy] = rk4(deriv,n,x,dx,y)
%Classical fourth order Runge-Kutta method
%Integrates n first order differential equations
%dy(x,y) over interval x to x+dx
%Israel Urieli - Jan 21, 2002
x0 = x;
y0 = y;

[y,dy1] = feval(deriv,x0,y);
for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy1(i);
end
xm = x0 + 0.5*dx;
[y,dy2] = feval(deriv,xm,y);
for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy2(i);
end
[y,dy3] = feval(deriv,xm,y);
for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + dx*dy3(i);
end
x = x0 + dx;
[y,dy] = feval(deriv,x,y);
for i = 1:n
    dy(i) = (dy1(i) + 2*(dy2(i) + dy3(i)) + dy(i))/6;
    y(i) = y0(i) + dx*dy(i);
end
function [vc,ve,dvc,dve] = volume(theta)

```

```

% determine working space volume variations and derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Modified 2/14/2010 to include rockerV (rockdrive)
% Argument: theta - current cycle angle [radians]
% Returned values:
%   vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives

global engine_type % sinusoidal, yoke rockerV (all alpha engines)

if(strncmp(engine_type,'s',1))
    [vc,ve,dvc,dve] = sinevol(theta);
elseif(strncmp(engine_type,'y',1))
    [vc,ve,dvc,dve] = yokevol(theta);
elseif(strncmp(engine_type,'r',1))
    [vc,ve,dvc,dve] = rockvol(theta);
end
%=====

function [vc,ve,dvc,dve] = sinevol(theta)
% sinusoidal drive volume variations and derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Argument: theta - current cycle angle [radians]
% Returned values:
%   vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives

global vclc vcle % compression, expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]

%vc = vclc + 0.5*vswc*(1-cos((theta+pi-alpha)))+ 0.5*vswe*(1-
cos((theta+pi))); % volumen de compresion [cm^3]
%ve = vcle + 0.5*vswe*(1-cos(theta+pi)); % volumen de expansion [cm^3]
%dvc = 0.5*vswc*sin(theta+pi-alpha) + 0.5*vswe*sin(theta+pi);
%dve = 0.5*vswe*sin(theta+pi);

vc = vclc + 0.5*vswc*(1-cos((theta-alpha)))+ 0.5*vswe*(1-cos((theta))); %
volumen de compresion [cm^3]
ve = vcle + 0.5*vswe*(1-cos(theta)); % volumen de expansion [cm^3]
dvc = 0.5*vswc*sin(theta-alpha) + 0.5*vswe*sin(theta);
dve = 0.5*vswe*sin(theta);

%vc = vclc + 0.5*vswc*(1 + cos(theta+pi));
%ve = vcle + 0.5*vswe*(1 + cos(theta + alpha+pi));
%dvc = -0.5*vswc*sin(theta+pi);
%dve = -0.5*vswe*sin(theta + alpha+pi);
%=====

function [vc,ve,dvc,dve] = yokevol(theta)
% Ross yoke drive volume variations and derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Argument: theta - current cycle angle [radians]

```

```

% Returned values:
%   vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives

global vclc vcle % compression,expansion clearence vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global b1 % Ross yoke length (1/2 yoke base) [m]
global b2 % Ross yoke height [m]
global crank % crank radius [m]
global dcomp dexp % diameter of compression/expansion pistons [m]
global acomp aexp % area of compression/expansion pistons [m^2]
global ymin % minimum yoke vertical displacement [m]

    sinh = sin(theta);
    costh = cos(theta);
    bth = (b1^2 - (crank*costh)^2)^0.5;
    ye = crank*(sinh + (b2/b1)*costh) + bth;
    yc = crank*(sinh - (b2/b1)*costh) + bth;

    ve = vcle + aexp*(ye - ymin);
    vc = vclc + acomp*(yc - ymin);
    dvc = acomp*crank*(costh + (b2/b1)*sinh + crank*sinh*costh/bth);
    dve = aexp*crank*(costh - (b2/b1)*sinh + crank*sinh*costh/bth);
%=====

function [vc,ve,dvc,dve] = rockvol(theta)
% Ross Rocker-V drive volume variations and derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002 & Martine Long 2/25/2005
% Argument:  theta - current cycle angle [radians]
% Returned values:
%   vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives

global vclc vcle % compression,expansion clearence vols [m^3]
global crank % crank radius [m]
global acomp aexp % area of compression/expansion pistons [m^2]
global conrodc conrode % length of comp/exp piston connecting rods [m]
global ycmax yemax % maximum comp/exp piston vertical displacement [m]

    sinh = sin(theta);
    costh = cos(theta);
    beth = (conrode^2 - (crank*costh)^2)^0.5;
    bcth = (conrodc^2 - (crank*sinh)^2)^0.5;
    ye = beth - crank*sinh;
    yc = bcth + crank*costh;

    ve = vcle + aexp*(yemax - ye);
    vc = vclc + acomp*(ycmax - yc);
    dvc = acomp*crank*sinh*(crank*costh/bcth + 1);
    dve = -aexp*crank*costh*(crank*sinh/beth - 1);

```

```

function regen
% Specifies regenerator geometric and thermal properties
% Israel Urieli 04/20/02 (modified 12/01/03)
% modified 2/12/2010 to include awgr0 (wetted area)
% modified 11/27/2010 to include 'no regenerator matrix'

global lr % regenerator effective length [m]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global cqwr % regenerator housing thermal conductance [W/K]
global new fid % new data file

regen_type = 'u';
while(strncmp(regen_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Configuraciones disponibles son regeneradores:\n')
        fprintf('  t, regenerador tubular\n')
        fprintf('  a, regenerador anular\n')
        regen_type = input('Configuracion del regenerador','s');
        fprintf(fid, '%c\n', regen_type(1));
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        regen_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end
    if(strncmp(regen_type,'t',1))
        fprintf('Regenerador tubular \n')
        if(strncmp(new,'y',1))
            dout = input('Digite diametro tubo exterior [m] : ');
            domat = input('Digite diametro tubo interno [m] : ');
            lr = input('Longitud del regenerador [m] : ');
            num = input('Numero de tubos : ');
            fprintf(fid, '%.3e\n', dout);
            fprintf(fid, '%.3e\n', domat);
            fprintf(fid, '%.3e\n', lr);
            fprintf(fid, '%d\n', num);
        else
            dout = fscanf(fid, '%e',1);
            domat = fscanf(fid, '%e',1);
            lr = fscanf(fid, '%e',1);
            num = fscanf(fid, '%d',1);
        end
        dimat = 0;
        awgr0 = num*pi*domat*lr;
    elseif(strncmp(regen_type,'a',1))
        fprintf('Regenerador anular\n')
        if(strncmp(new,'y',1))
            dout = input('Digite diametro externo [m] : ');
            domat = input('Digite diametro interno [m] : ');
            dimat = input('Digite diametro de matriz interna [m] : ');
            lr = input('Longitud del regenerador [m] : ');
            fprintf(fid, '%.3e\n', dout);
            fprintf(fid, '%.3e\n', domat);
            fprintf(fid, '%.3e\n', dimat);
            fprintf(fid, '%.3e\n', lr);
        else

```

```

        dout = fscanf(fid, '%e',1);
        domat = fscanf(fid, '%e',1);
        dimat = fscanf(fid, '%e',1);
        lr = fscanf(fid, '%e',1);
    end
    num = 1;
    awgr0 = pi*(dimat + domat)*lr;
else
    fprintf('regenerator configuration is undefined\n')
    regen_type = 'u';
end
end
end

amat = num*pi*(domat*domat - dimat*dimat)/4; % regen matrix area
awr = num*pi*(dout*dout - domat*domat)/4; % regen housing wall area
#####temporary fix (4/20/02):
kwr = 25; % thermal conductivity [W/m/K]
% note that stainless steel thermal conductivity is temp dependent
% 25 W/m/K for normal engine conditions,
% 6 W/m/K for cryogenic coolers.
cqwr = kwr*awr/lr; % regen wall thermal conductance [W/K]

matrix(amat);
=====
function matrix(amat)
% Specifies regenerator matrix geometric and thermal properties
% Israel Urieli 03/31/02
% modified 11/27/10 for no regenerator matrix

global matrix_type % m)esh, f)oil or n)o matrix
global new fid % new data file

matrix_type = 'u';
while(strncmp(matrix_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Tipo de matriz disponibles:\n')
        fprintf(' m, para red mallada de matriz\n')
        fprintf(' f, para la hoja de matriz\n')
        fprintf(' n, ninguna matriz\n')
        matrix_type = input('tipo de matriz ','s');
        fprintf(fid, '%c\n', matrix_type(1));
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        matrix_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end
    if(strncmp(matrix_type,'m',1))
        mesh(amat);
    elseif(strncmp(matrix_type,'f',1))
        foil(amat);
    elseif(strncmp(matrix_type,'n',1))
        nomatrix(amat);
    else
        fprintf('matrix configuration is undefined\n')
        matrix_type = 'u';
    end
end

```

```

    end
end
%=====
function mesh(amat)
% Specifies mesh matrix geometric and thermal properties
% Israel Urieli 03/31/02

global vr % regen void volume [m^3]
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global lr % regenerator effective length [m]
global dr % regen hydraulic diameter [m]
global new fid % new data file

fprintf(' Matriz de malla de alambre\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    porosity = input('Porosidad de la matriz : ');
    dwire = input('Diametro del alambre matriz [m] : ');
    fprintf(fid, '%.3f\n', porosity);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dwire);
else
    porosity = fscanf(fid,'%f',1);
    dwire = fscanf(fid,'%e',1);
end

ar = amat*porosity;
vr = ar*lr;
dr = dwire*porosity/(1 - porosity);
awgr = 4*vr/dr + awgr0;

fprintf(' Porosidad de matriz: %.3f\n', porosity)
fprintf(' Diametro del alambre de la matriz %.2f(mm)\n', dwire*1e3)
fprintf(' Diametro hidrualico %.3f(mm)\n', dr*1e3)
fprintf(' Area total humeda %.3e(sq.m)\n', awgr)
fprintf(' Longitud del regenerador %.1f(mm)\n', lr*1e3)
fprintf(' Volumen vacio %.2f(cc)\n', vr*1e6)
%=====
function foil(amat)
% Specifies foil matrix geometric and thermal properties
% Israel Urieli 03/31/02

global vr % regen void volume [m^3]
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global lr % regenerator effective length [m]
global dr % regen hydraulic diameter [m]
global new fid % new data file

fprintf(' Material flexible de matrix\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    fl = input('longitud desenrollada de la hoja [m] : ');

```

```

    th = input('Grosor de la lamina [m] : ');
    fprintf(fid, '%.3f\n', fl);
    fprintf(fid, '%.3e\n', th);
else
    fl = fscanf(fid, '%f', 1);
    th = fscanf(fid, '%e', 1);
end

am = th*fl;
ar = amat - am;
vr = ar*lr;
awgr = 2*lr*fl + awgr0;
dr = 4*vr/awgr;
porosity = ar/amat;

fprintf(' longitud desenrollada de la hoja : %.3f(m)\n', fl)
fprintf(' grosor de la lamina %.3f(mm)\n', th*1e3)
fprintf(' Diametro hidraulico %.3f(mm)\n', dr*1e3)
fprintf(' Area total humeda %f(sq.m)\n', awgr)
fprintf(' Volumen vacio %.2f(cc)\n', vr*1e6)
fprintf(' Porosidad %.3f\n', porosity)
=====
function nomatrix(amat)
% Specifies conditions for no regenerator matrix
% Israel Urieli 11/27/10

global vr % regen void volume [m^3]
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global lr % regenerator effective length [m]
global dr % regen hydraulic diameter [m]

fprintf(' Ninguna matriz\n')

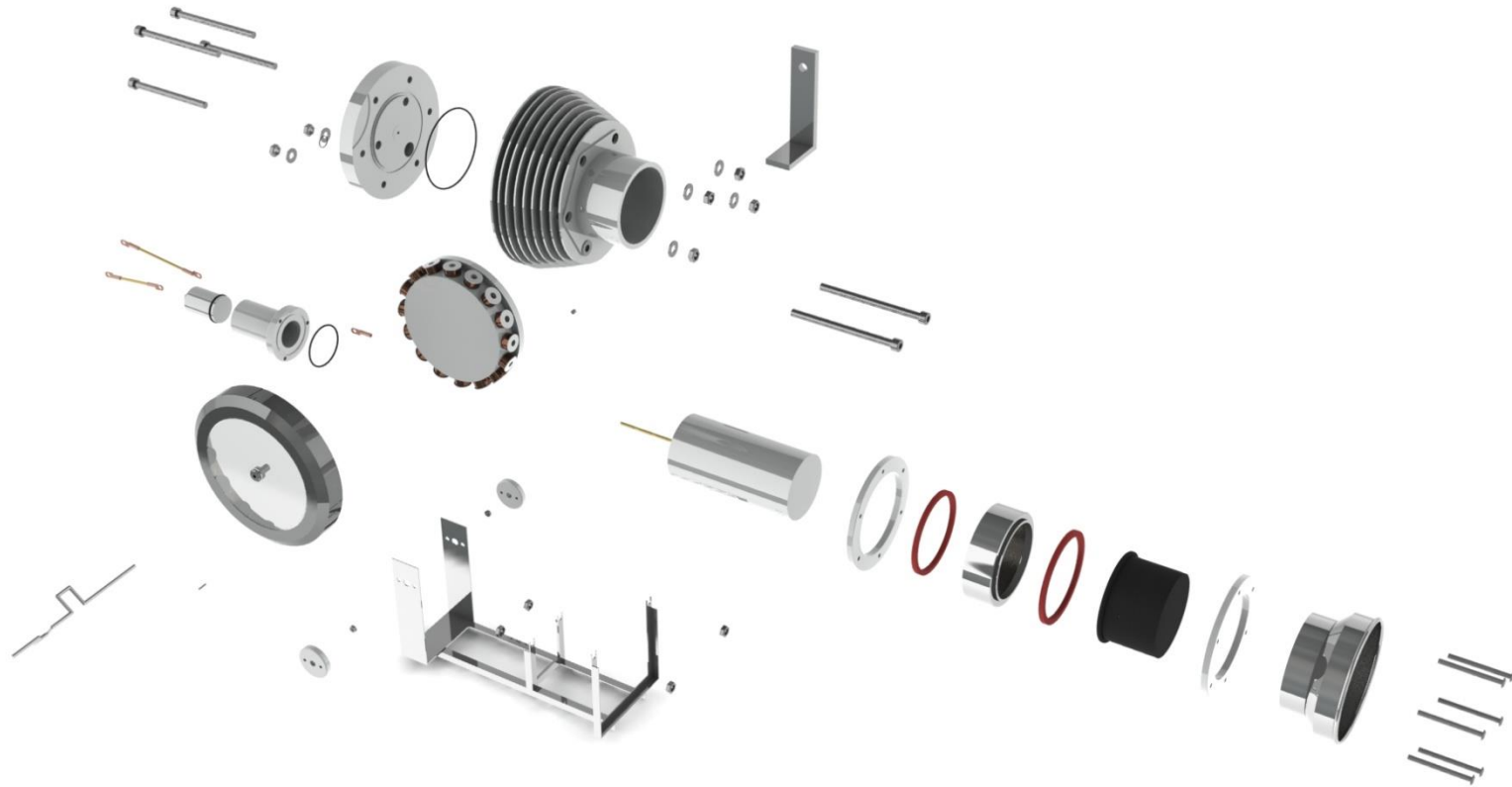
ar = amat;
vr = ar*lr;
awgr = awgr0;
dr = 4*vr/awgr;

fprintf(' Diametro hidraulico %.3f(mm)\n', dr*1e3)
fprintf(' Area total humeda %f(sq.m)\n', awgr)
fprintf(' volumen vacio %.2f(cc)\n', vr*1e6)
=====

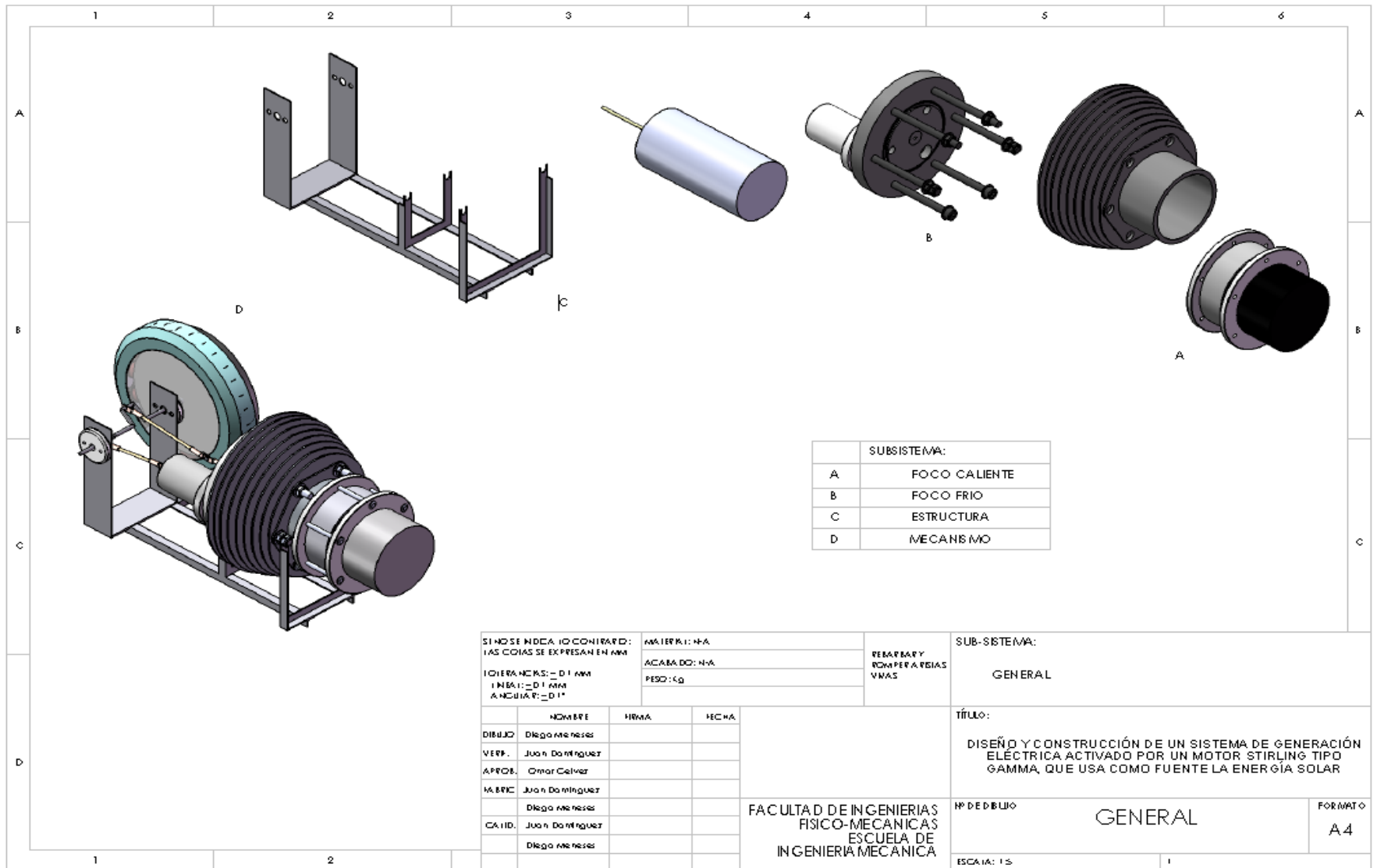
```

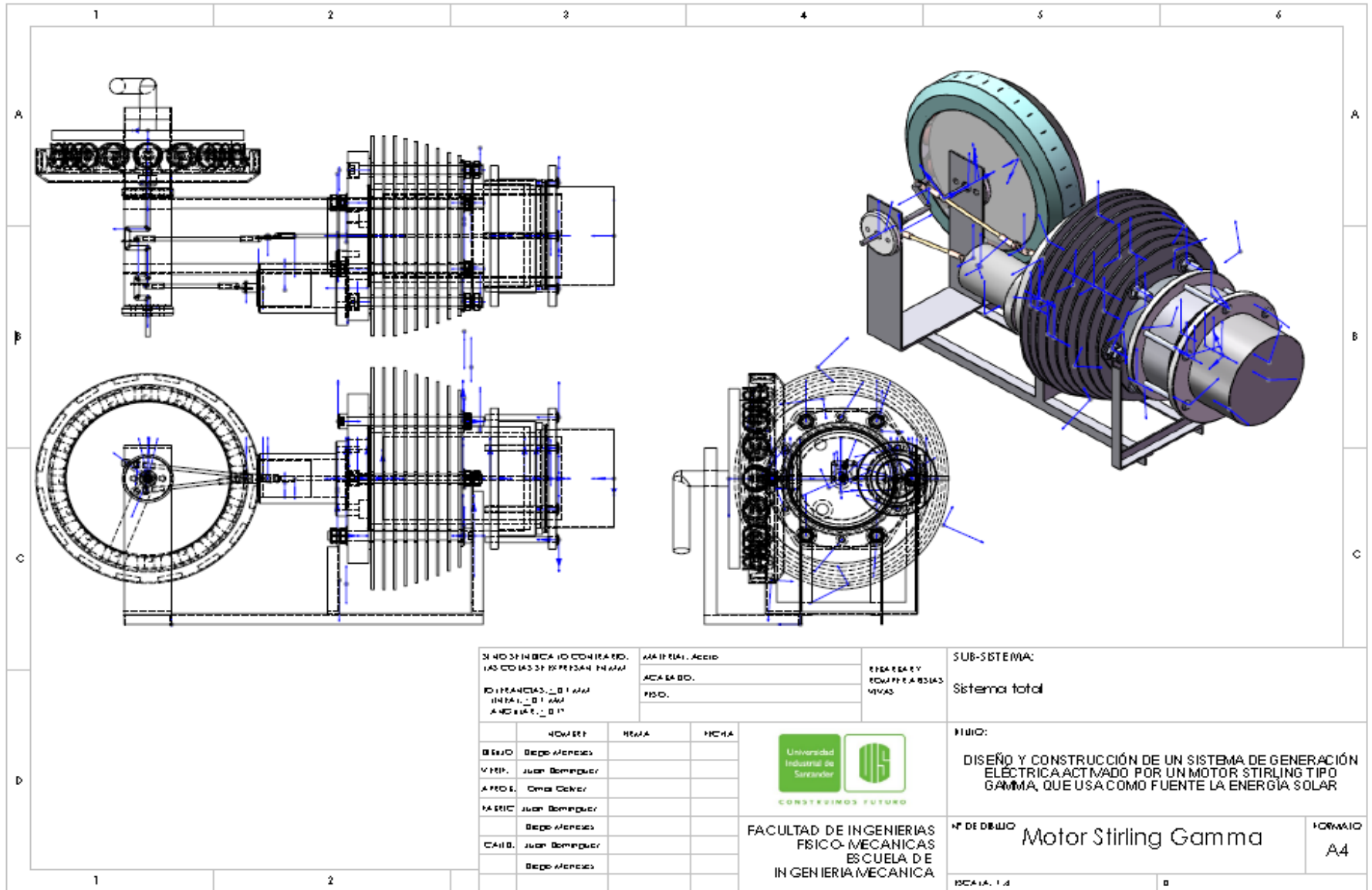
ANEXO F. PLANOS DEL MOTOR STIRLING GAMMA'

1. DESPIECE DEL MOTOR STIRLING GAMMA



Fuente: Autores.





SI NO SE INDICA LO CONTRARIO, LAS COLOCACIONES SE PRECISAN EN MM	MATERIAL: Acero ACABADO: PISO:	DESARROLLADO POR: EQUIPO ASESIA3 MIVAS
---	--------------------------------------	--

SUB-SISTEMA:
Sistema total

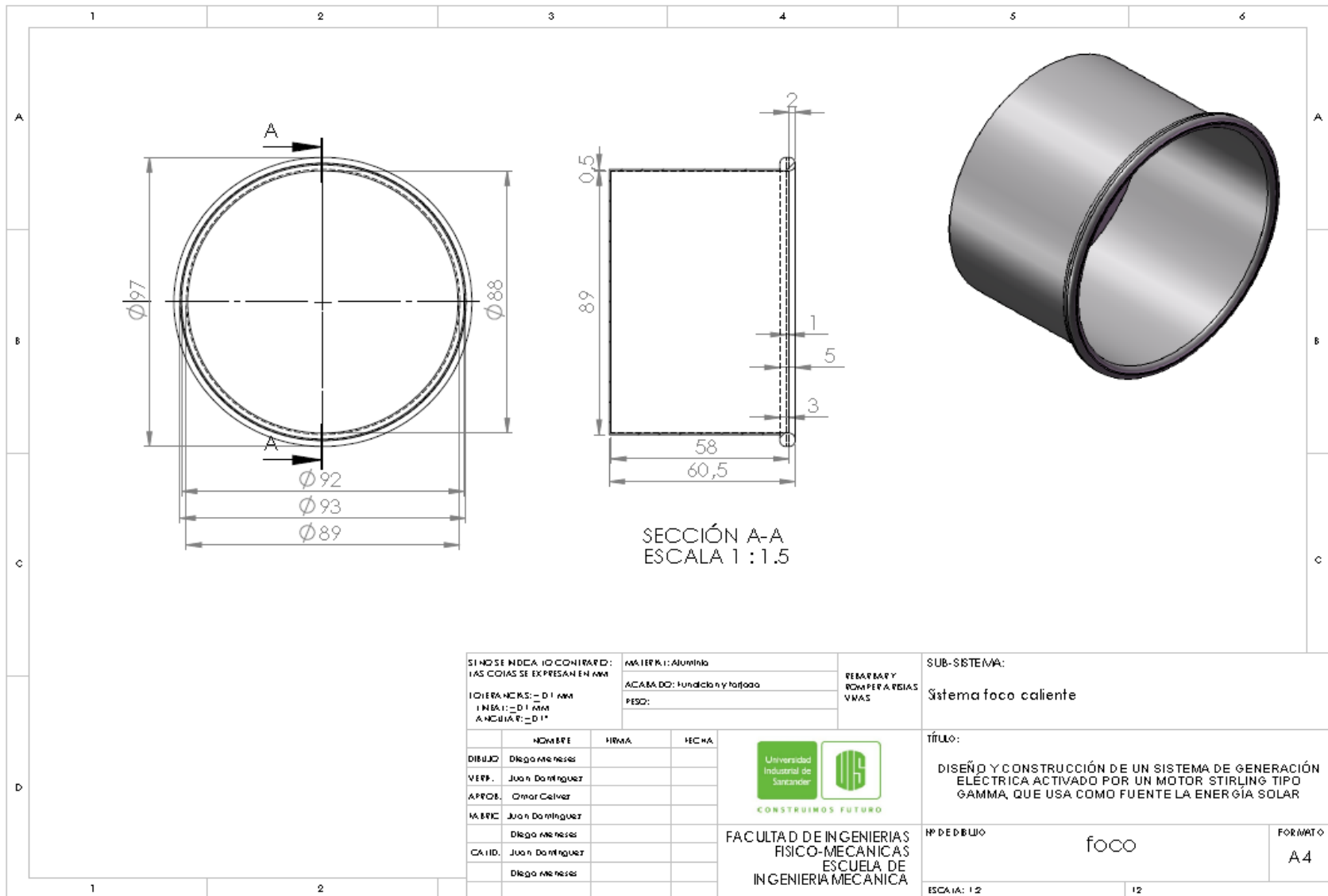
	NOMBRE	HECHA	FECHA
DESDO	Diego Arceles		
V.F.P.	Juan Domínguez		
A.P.D.	Diego Arceles		
M.ERIC	Juan Domínguez		
	Diego Arceles		
CAIB.	Juan Domínguez		
	Diego Arceles		



 CONSTRUIAMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

TITULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ALIMENTADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

Nº DE DISEÑO: Motor Stirling Gamma FORMATO: A4



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 TOLERANCIAS: -0.1 MM
 FINES: -0.1 MM
 ANCHURAS: -0.1*

MATERIAL: Aluminio
 ACABADO: fundido y torzado
 PESO:

REBARBAR Y
 ROMPER A REBAS
 VMAS

SUB-SISTEMA:
 Sistema foco caliente

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Melnes		
VERIF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Celiver		
MATER.	Juan Dominguez		
	Diego Melnes		
CAJID.	Juan Dominguez		
	Diego Melnes		

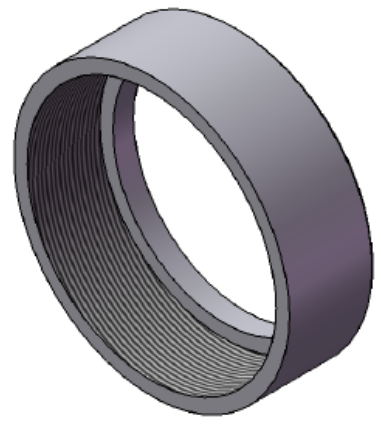
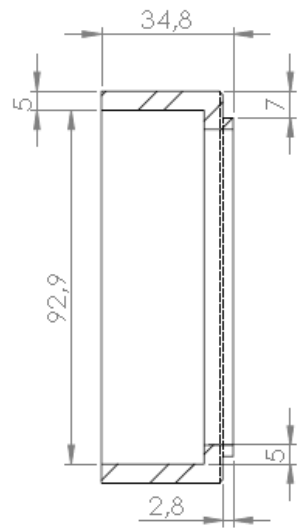
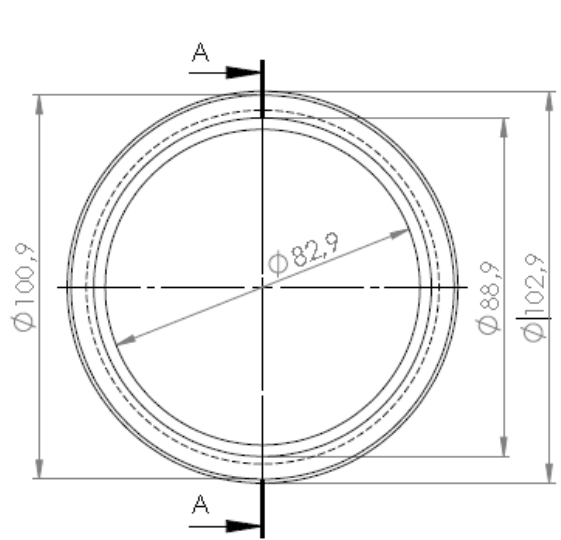


 CONSTRUIAMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

TÍTULO:
 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN
 ELECTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO
 GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

Nº DE DIBUJO: **foco** FORMATO: **A4**

ESCALA: 1:2 12



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.5

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: TODAS LAS COIAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: Acero 1020	REBARBA Y ROMPER A ROSAS VMA5
TOLERANCIAS: - 0.1 MM	ACABADO: Pulido en níquel	
FINES: - 0.1 MM	PESO:	
ANGULOS: - 0.1°		

SUB-SISTEMA:
Sistema foco caliente

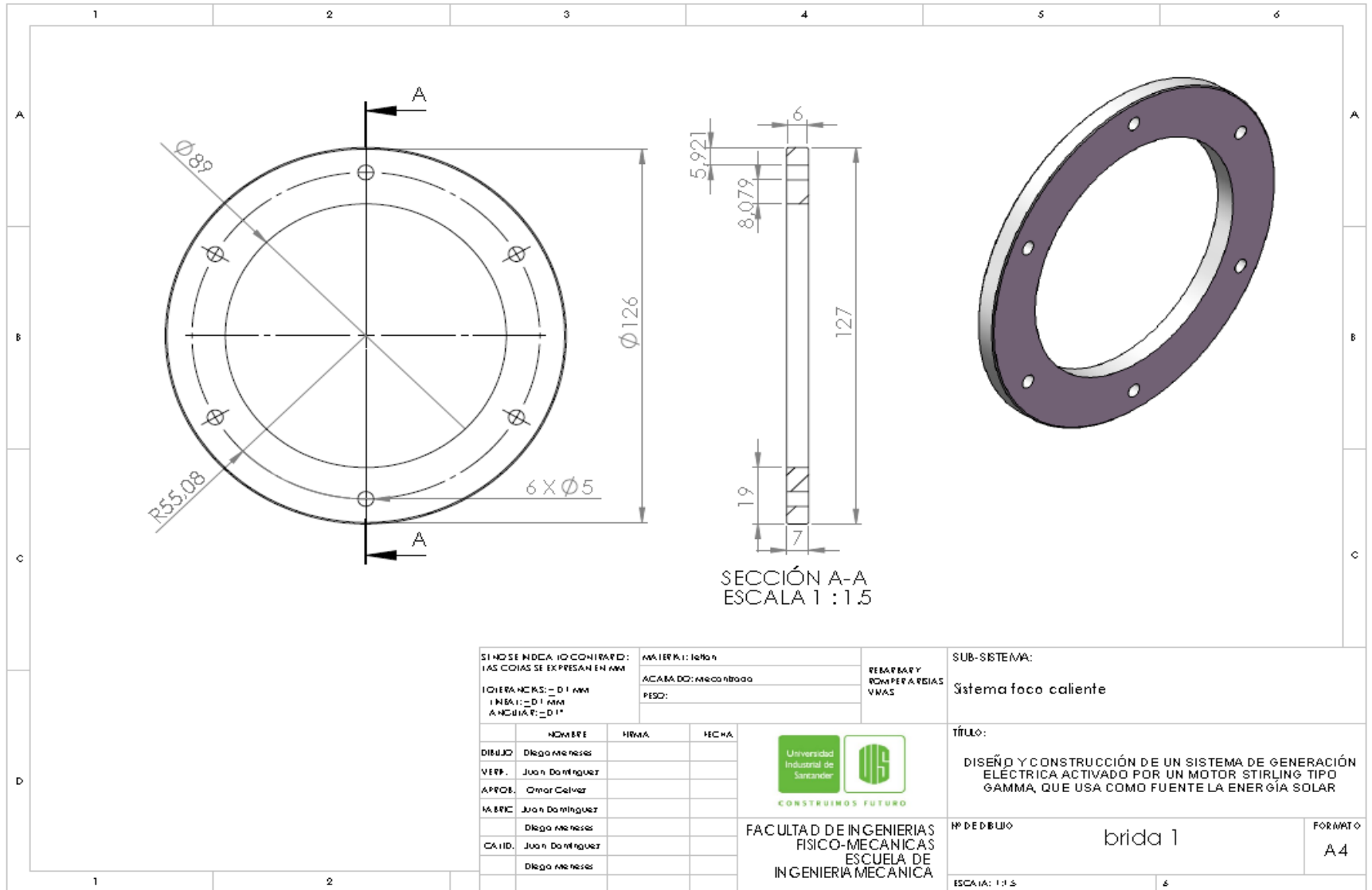
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Méndez		
VERIF.	Juan Domínguez		
APROB.	Omar Calvar		
MATERIC	Juan Domínguez		
	Diego Méndez		
CAJID.	Juan Domínguez		
	Diego Méndez		

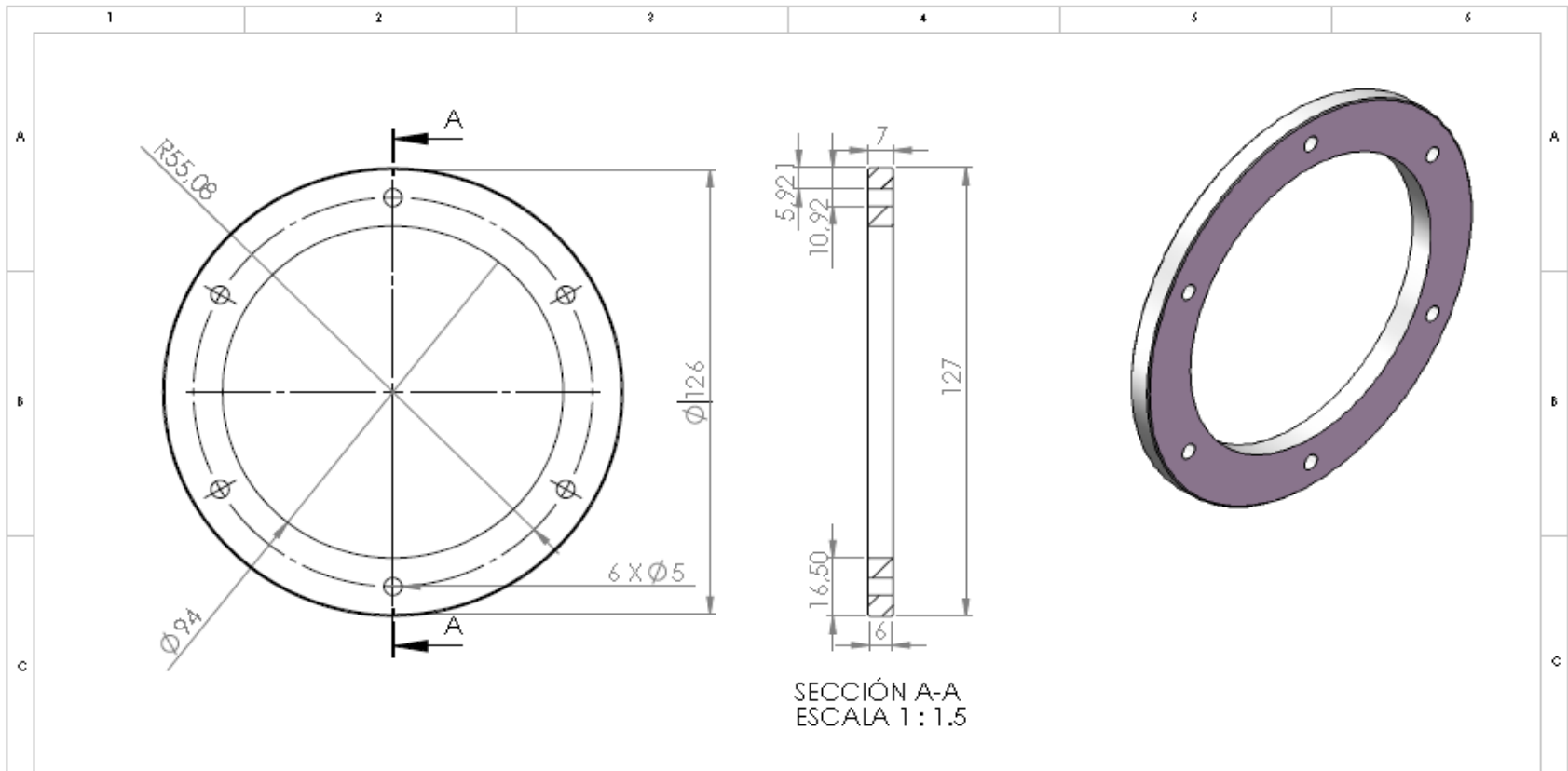
CONSTRUIMOS FUTURO

FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

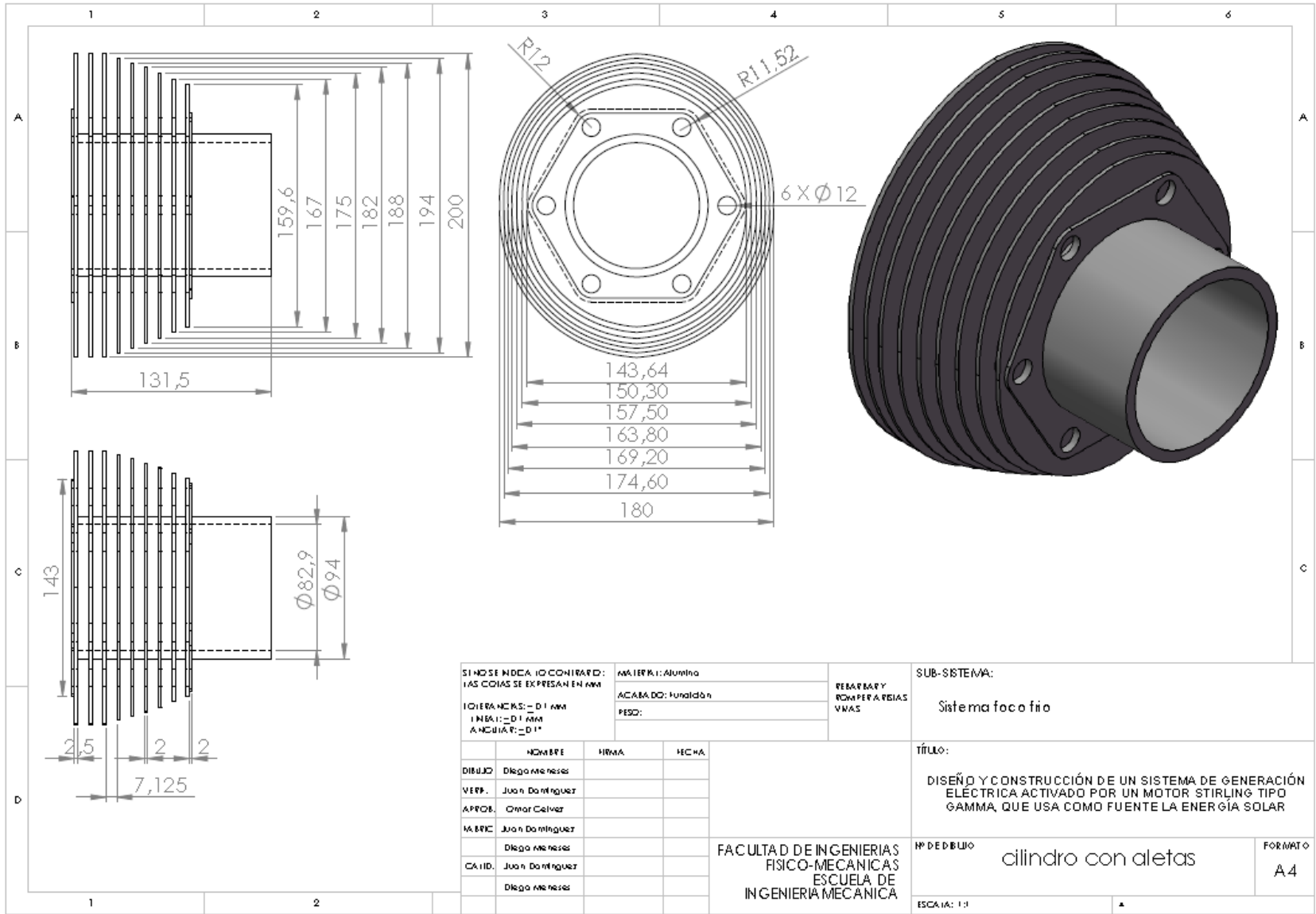
Nº DE DIBUJO	tapa roscada	FORMATO	A4
ESCALA:	1:1.5		





SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.5

NOMBRE DEL COMPONENTE: LAS CERRAJES Y PRESAS EN MM				MATERIAL: ACABADO: FISO:		TIPO DE BARRA Y DIMENSIONES VARIAS		SUB-SISTEMA: Sistema estructural	
IDENTIFICACIONES: _ 01 MM IDENTIFICACIONES: _ 01 MM IDENTIFICACIONES: _ 01 MM				IDENTIFICACIONES: _ 01 MM IDENTIFICACIONES: _ 01 MM IDENTIFICACIONES: _ 01 MM		IDENTIFICACIONES: _ 01 MM IDENTIFICACIONES: _ 01 MM IDENTIFICACIONES: _ 01 MM		IDENTIFICACIONES: _ 01 MM IDENTIFICACIONES: _ 01 MM IDENTIFICACIONES: _ 01 MM	
DISEÑO: Diego Valencia VERIFICADO: Juan Benigno APROBADO: Omar Cervera INGENIERO: Juan Benigno CALIFICADO: Juan Benigno INGENIERO: Diego Valencia				FECHA: FECHA: FECHA: FECHA: FECHA:				TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR	
				FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		N° DE DISEÑO: brida 2		FORMATO: A4	
						ESCALA: 1:3		HOJA 13 DE 13	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: Aluminio	REBATE Y ROMPERA REJAS VMAS
UNIDADES: - D1 MM - D2 1 MM - ANCHURA: - D1"	ACABADO: Fundido	
	PESO:	

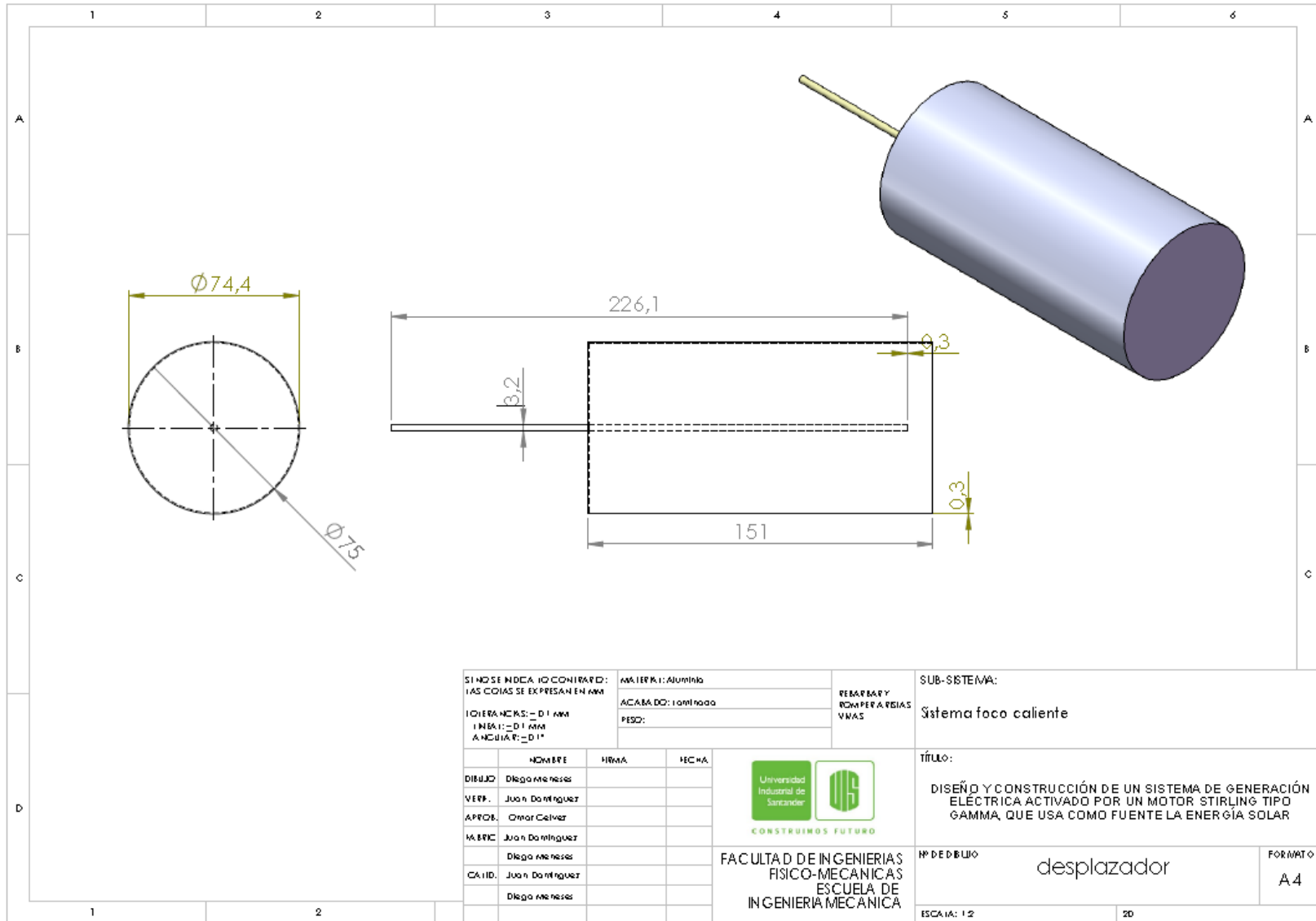
SUB-SISTEMA:
Sistema foco fijo

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DISEÑO	Diego Meneses		
VERIF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Celvez		
MATERIC	Juan Dominguez		
	Diego Meneses		
CAJID.	Juan Dominguez		
	Diego Meneses		

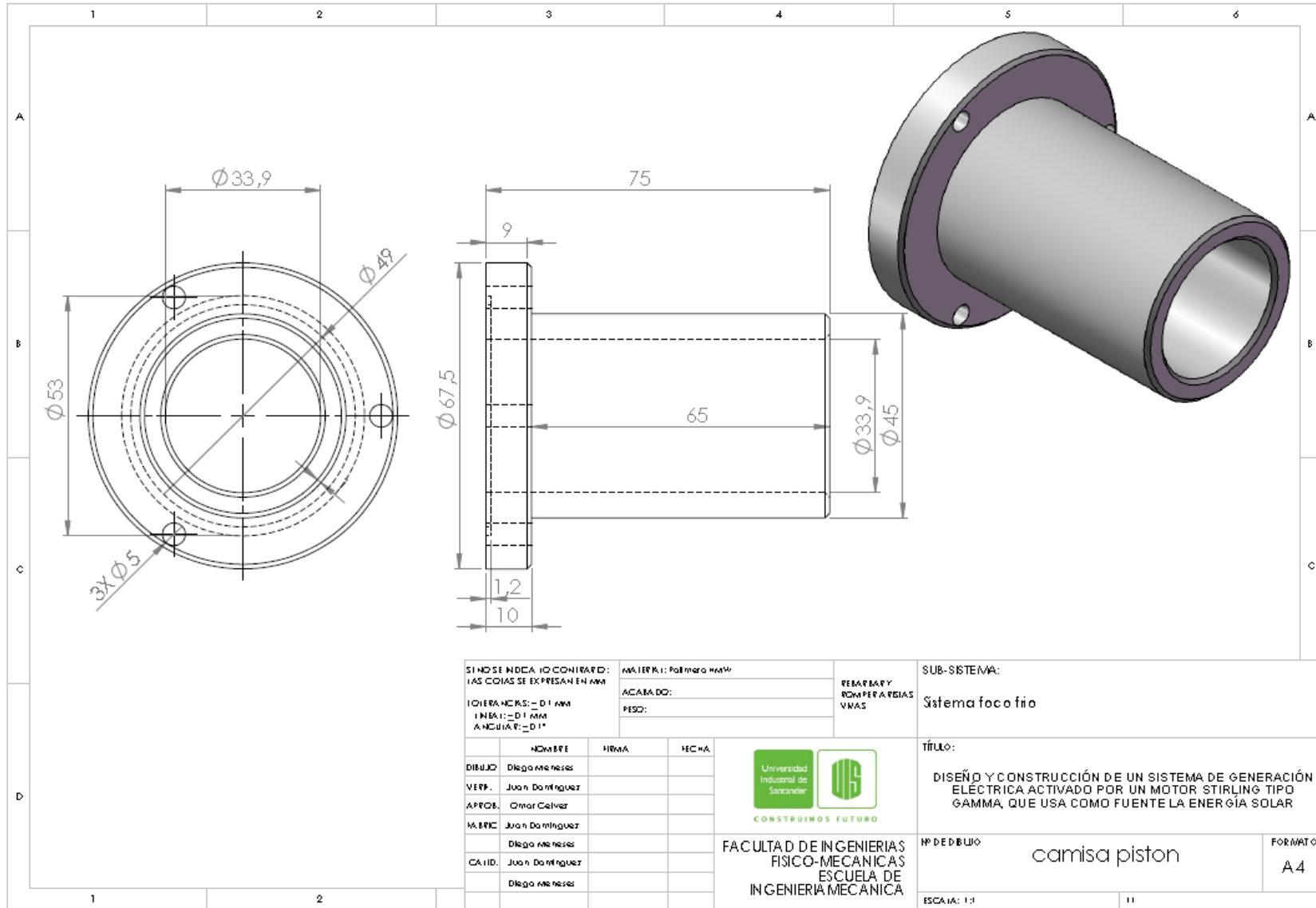
TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN
ELECTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO
GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

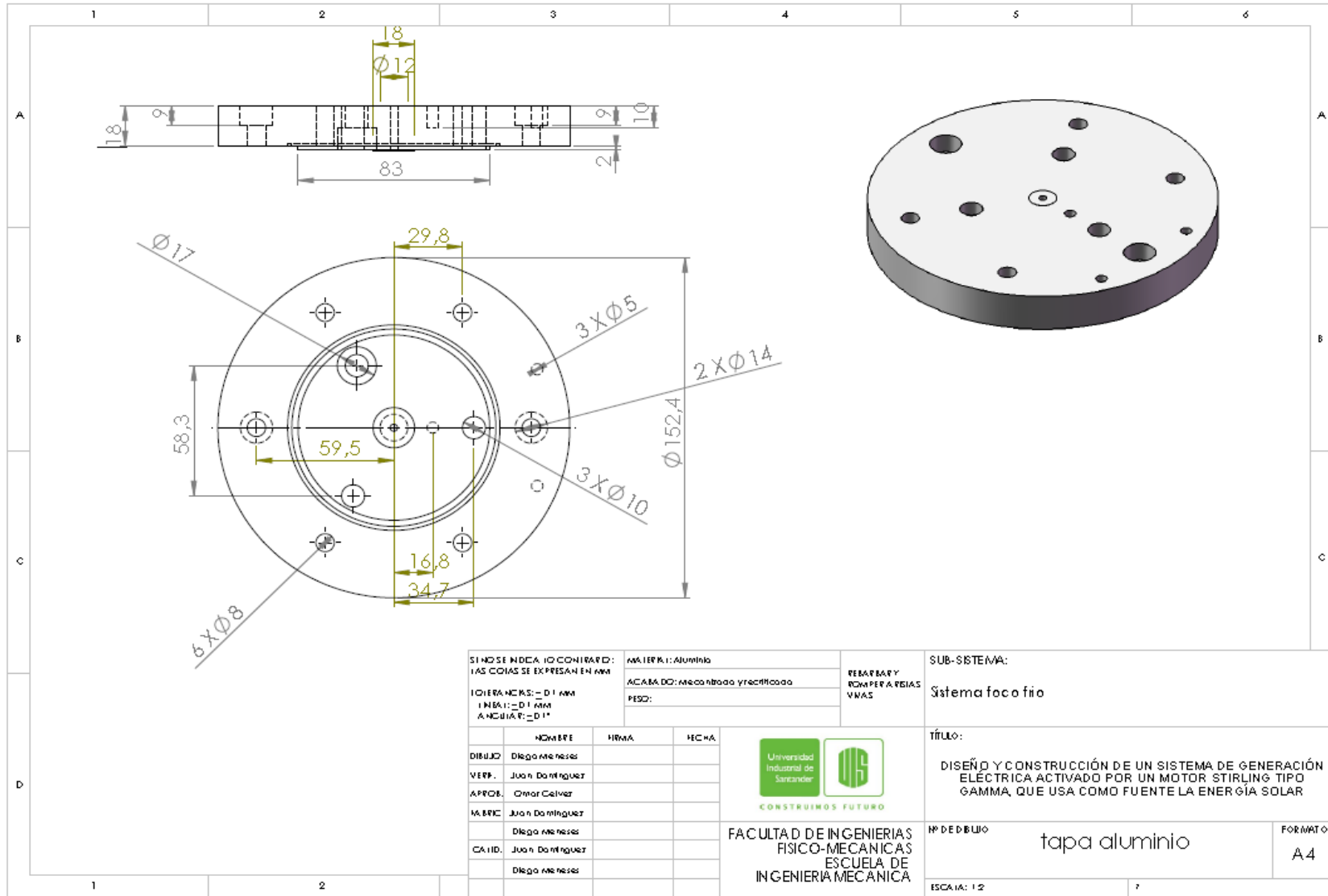
FACULTAD DE INGENIERIAS
FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE
INGENIERIA MECANICA

Nº DE DISEÑO: cilindro con aletas
FORMATO: A4
ESCALA: 1:1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: - 0.1 MM FINES: - 0.1 MM ANCHURA: - 0.1*			MATERIAL: Aluminio ACABADO: lustrado PESO:		REPARAR Y ROMPER A REJAS VMAS	SUB-SISTEMA: Sistema foco caliente																															
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>HRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJO</td> <td>Diego Meñeses</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERF.</td> <td>Juan Domínguez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>Óscar Calvez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MADE</td> <td>Juan Domínguez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Diego Meñeses</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAJID.</td> <td>Juan Domínguez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Diego Meñeses</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>				NOMBRE	HRMA	FECHA	DIBUJO	Diego Meñeses			VERF.	Juan Domínguez			APROB.	Óscar Calvez			MADE	Juan Domínguez				Diego Meñeses			CAJID.	Juan Domínguez				Diego Meñeses					TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR
	NOMBRE	HRMA	FECHA																																		
DIBUJO	Diego Meñeses																																				
VERF.	Juan Domínguez																																				
APROB.	Óscar Calvez																																				
MADE	Juan Domínguez																																				
	Diego Meñeses																																				
CAJID.	Juan Domínguez																																				
	Diego Meñeses																																				
			FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		Nº DE DIBUJO desplazador	FORMATO A4																															
			ESCALA: 1:2		20																																





SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COIAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: Aluminio	REBARBAY ROMPER A REIAS VNAS
LINEAS FINES: - 0.1 MM LINEAS: - 0.1 MM ANGULARES: - 0.1*	ACABADO: Mecanizado y rectificado	
	PESO:	

SUB-SISTEMA:
Sistema foco fijo

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Arneses		
VERIF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Calvez		
MA. ENIC	Juan Dominguez		
	Diego Arneses		
CA. ID.	Juan Dominguez		
	Diego Arneses		



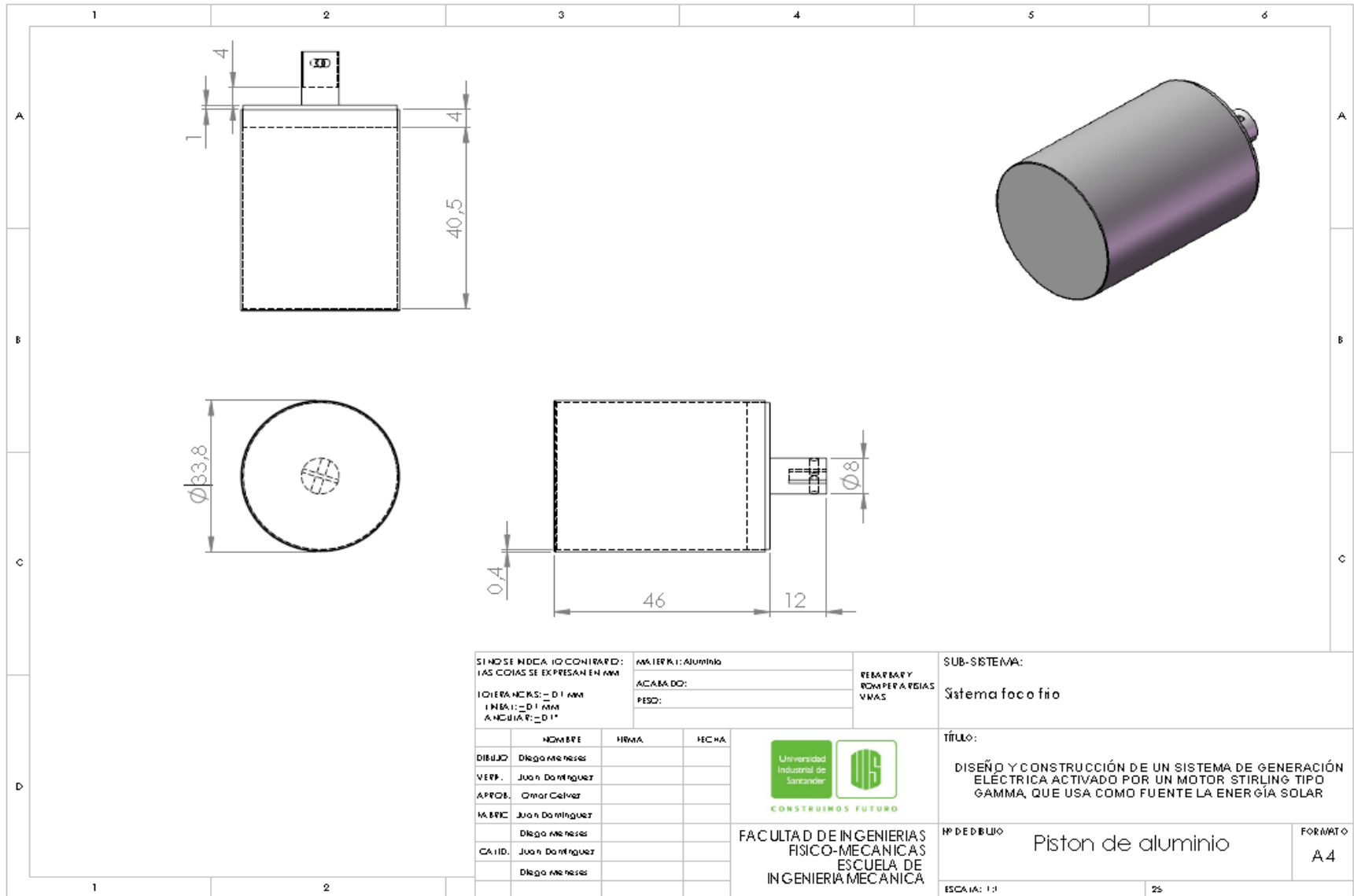
 CONSTRUIAMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

Nº DE DIBUJO: tapa aluminio

FORMATO: A4

ESCALA: 1:2



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: Aluminio	REBARBAY POMPERA REBIAS VNAS
TOLERANCIAS: ± 0.1 MM	ACABADO:	
LINEAL: ± 0.1 MM	PESO:	
ANGULAR: ± 0.1°		

SUB-SISTEMA:
Sistema foco frio

	NOMBRE	HRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Arneses		
VERIF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Celvez		
M.BYC	Juan Dominguez		
	Diego Arneses		
CA. HD.	Juan Dominguez		
	Diego Arneses		

FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

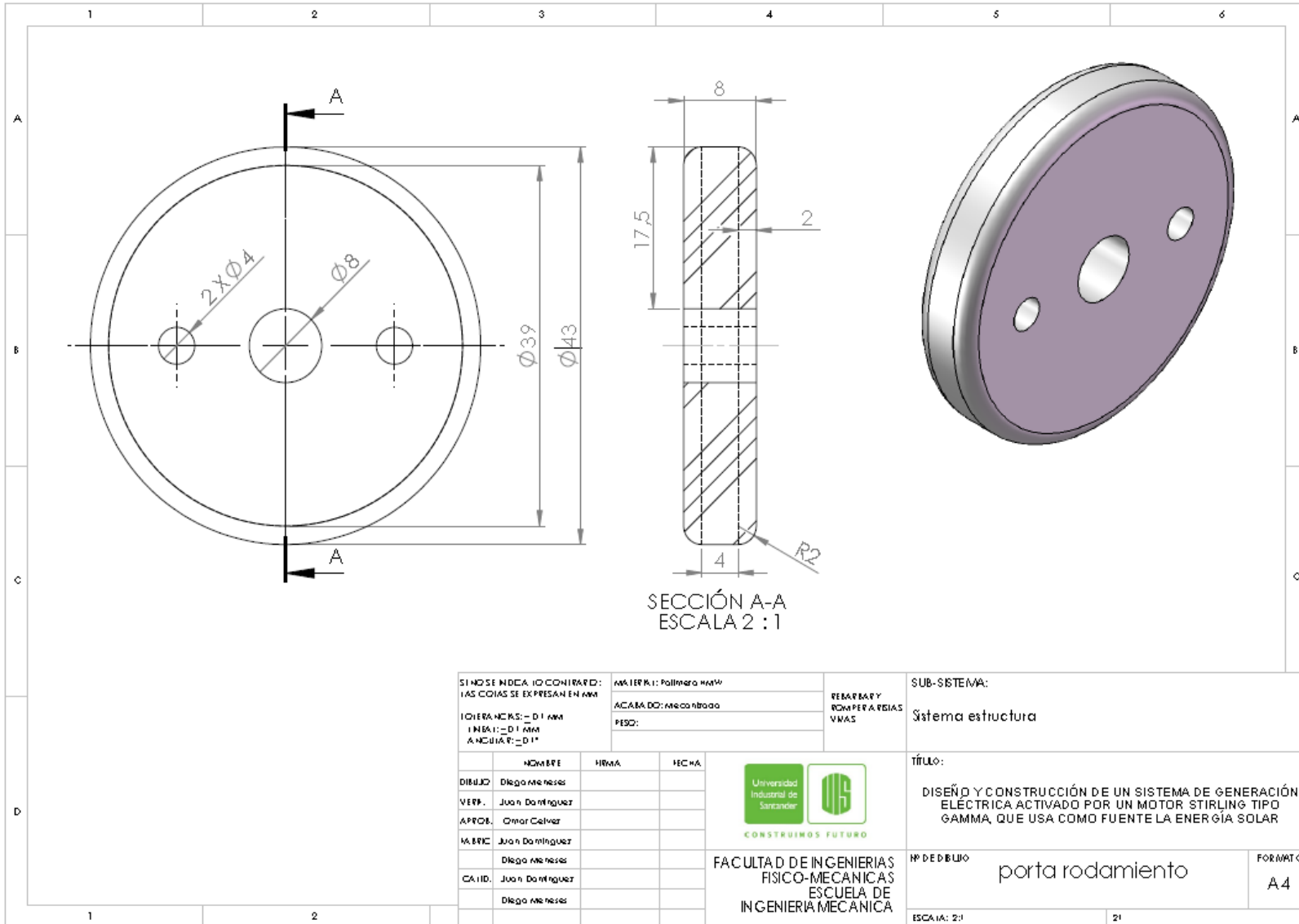
TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

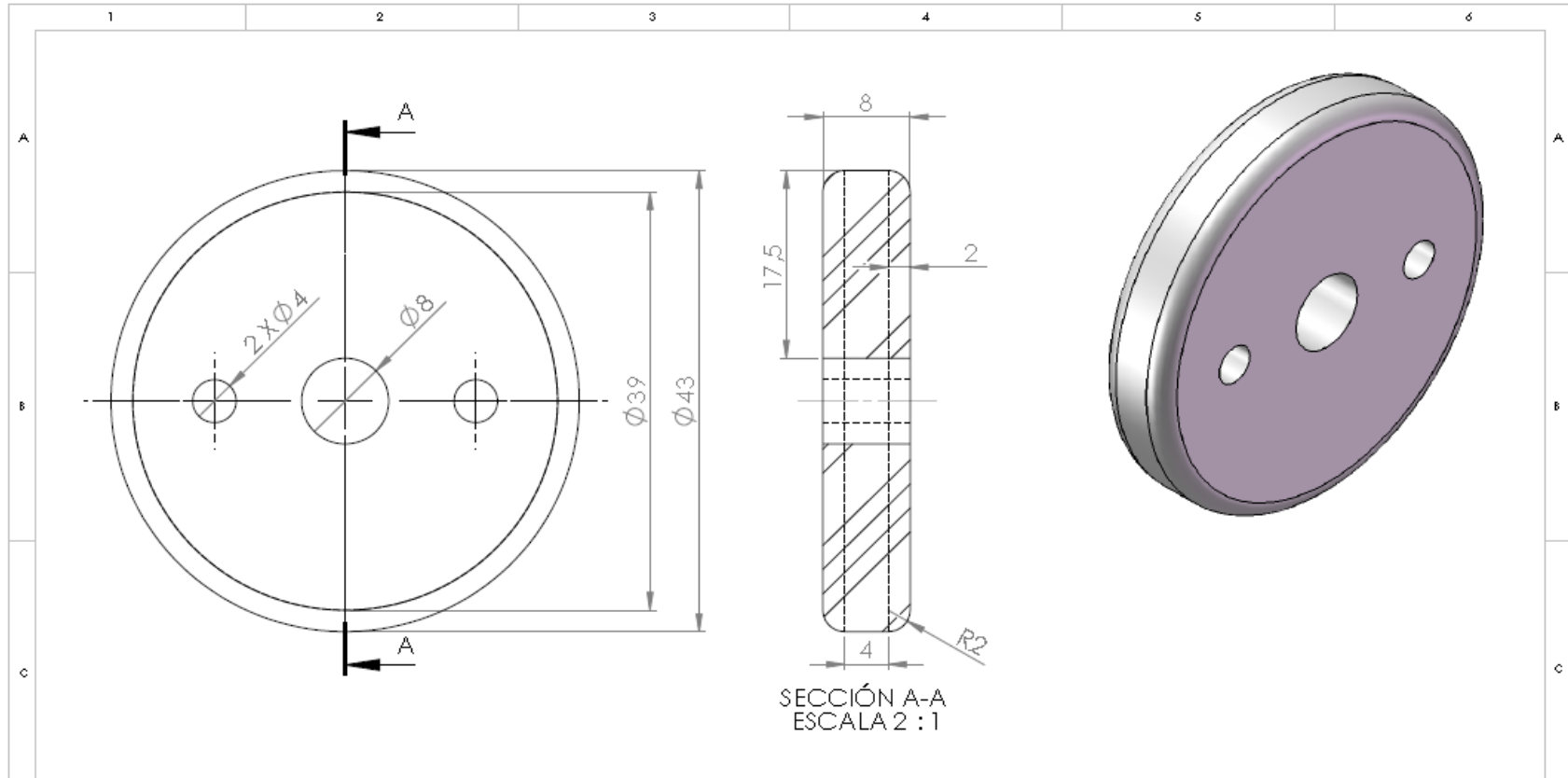
Nº DE DIBUJO: Piston de aluminio

FORMATO: A4

ESCALA: 1:1

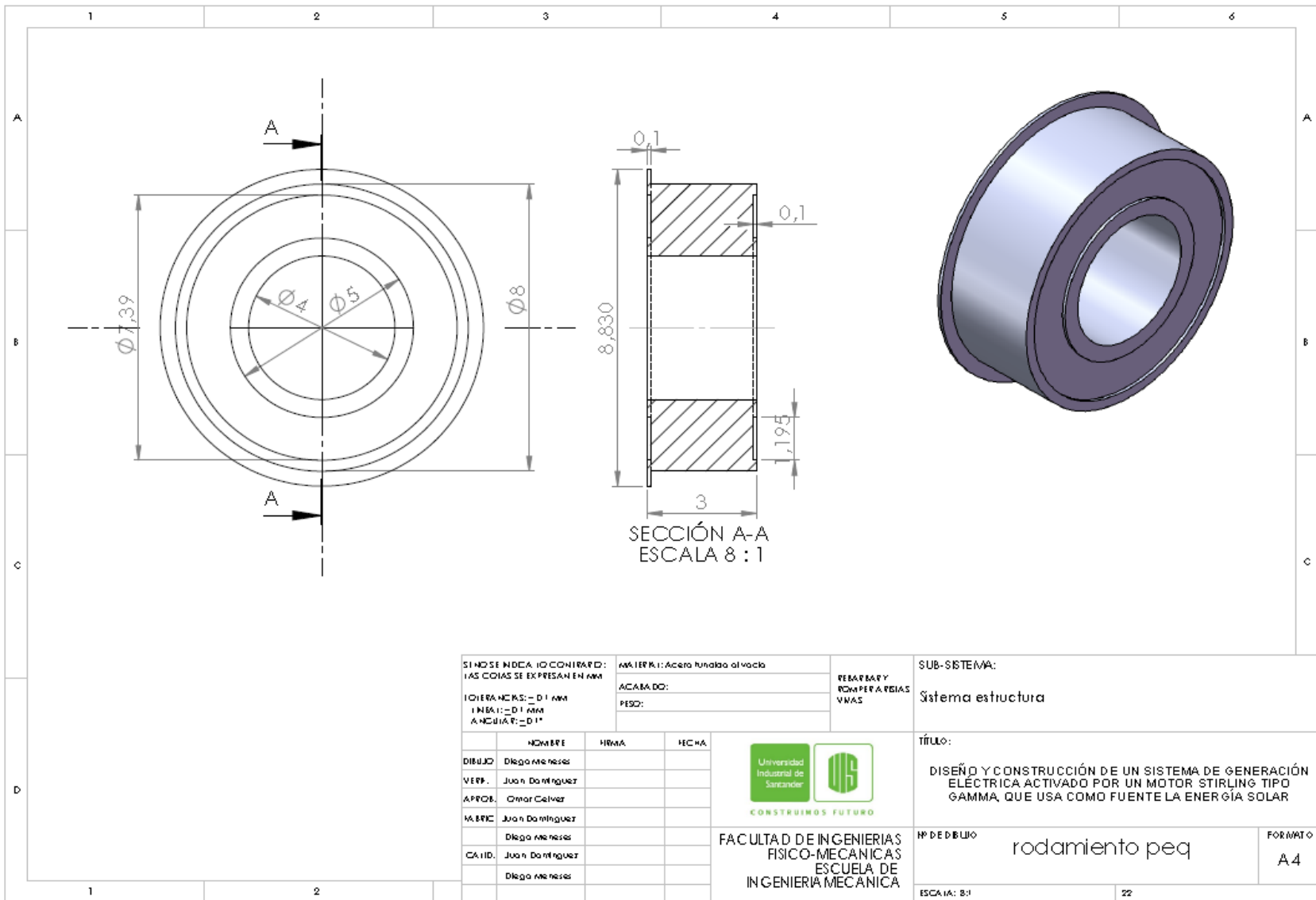
25

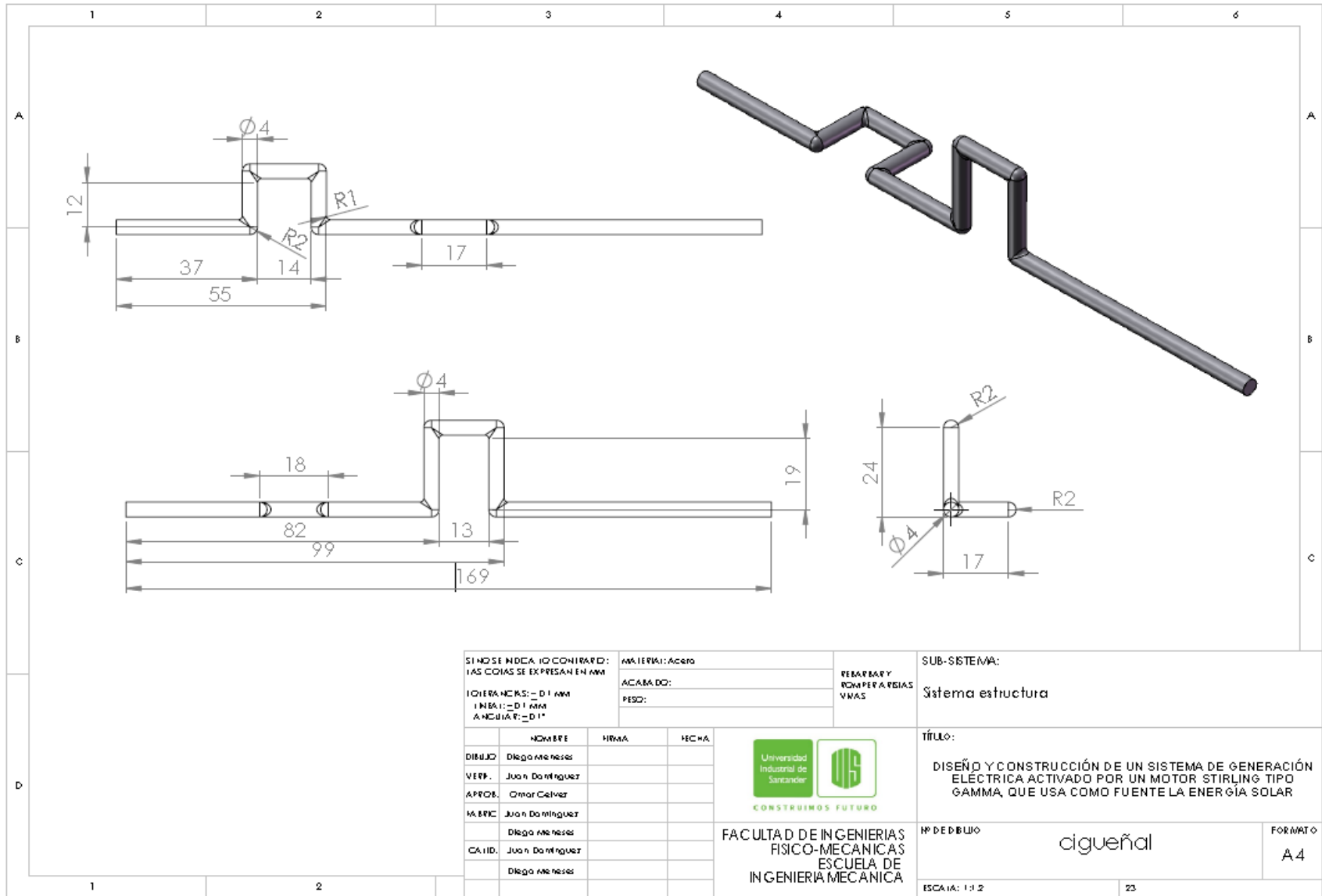




SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		MAQUETA: Palmira Hsu	REVISOR Y DISEÑADOR: VMAS		SUB-SISTEMA: Sistema estructura
TOLERANCIAS: - D 1 MM LINEAS: - D 1 MM ANGULOS: - D 1°		ACABADO: Mecanizado	FECHA:		TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 CONSTRUIMOS FUTURO	Nº DE DIBUJO: porta rodamiento FORMATO: A4
DIBUJO	Diego Menezes				
VERIF.	Juan Dantheguez				
APROB.	Omar Celvez				
ELABOR.	Juan Dantheguez				
	Diego Menezes			FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	ESCALA: 2:1
CAJID.	Juan Dantheguez				





SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COIAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: Acero	REBARBAR Y ROMPER A REJAS Y MAS
OPERACIONES: - D 1 MM LINEAS: - D 1 MM ANGULOS: - D 1°	ACABADO:	
	PESO:	

SUB-SISTEMA:
Sistema estructura

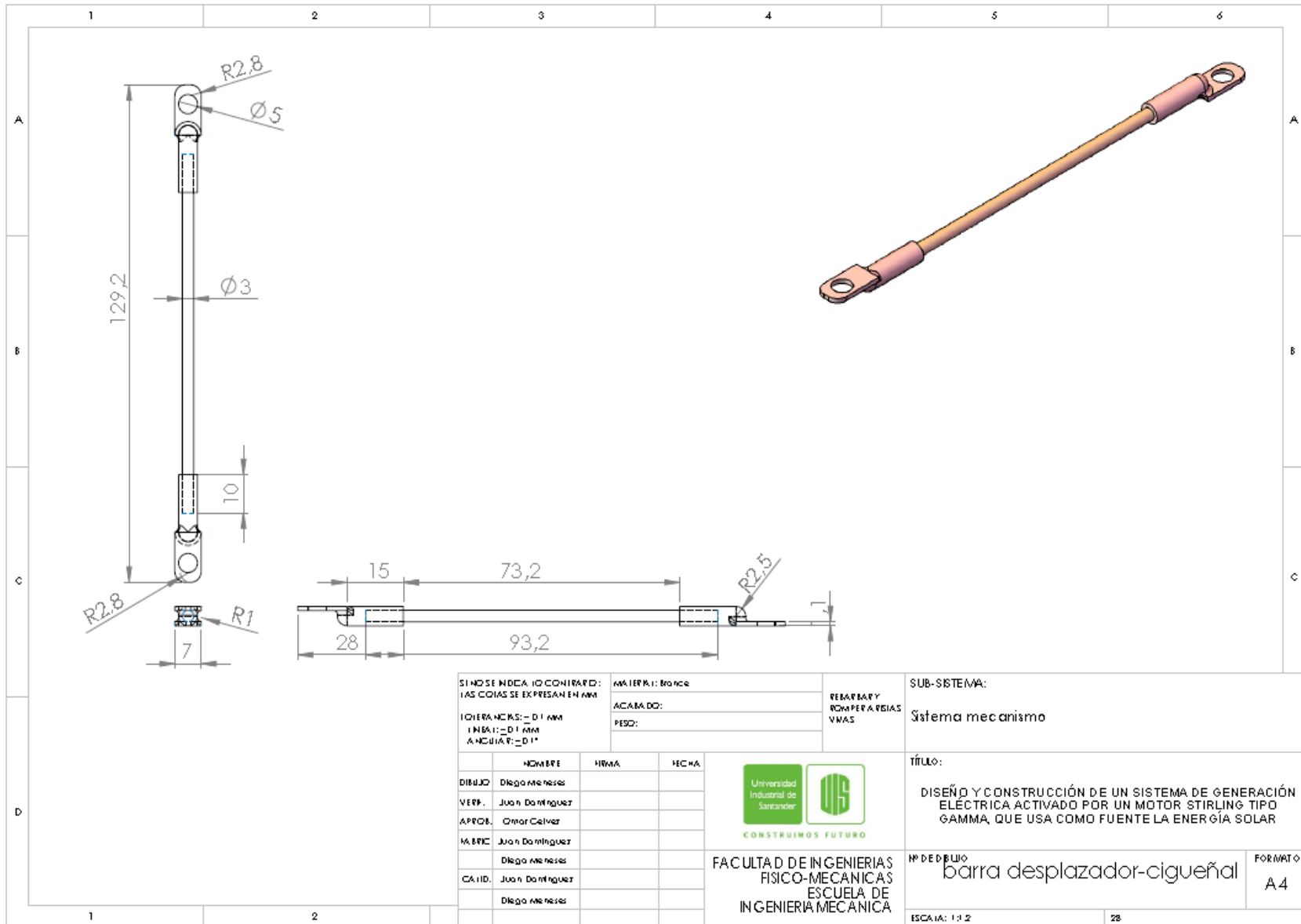
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Meneses		
VERIF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Celvez		
HABRIC	Juan Dominguez		
	Diego Meneses		
CALIB.	Juan Dominguez		
	Diego Meneses		



CONSTRUIMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN
ELECTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO
GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

Nº DE DIBUJO	cigueñal	FORMATO	A4
ESCALA:	1:1,2		23



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

UNIDADES: - D 1 MM
 LINEAS: - D 1 MM
 ANCHURAS: - D 1"

MATERIAL: Bronce

ACABADO:

PESO:

REPARAR Y NOMBRAR LAS VIKAS

SUB-SISTEMA:
 Sistema mecanismo

	NOMBRE	HRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Menezes		
VERIF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Calvez		
MATERIC	Juan Dominguez		
	Diego Menezes		
CA. I.D.	Juan Dominguez		
	Diego Menezes		



 CONSTRUIAMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

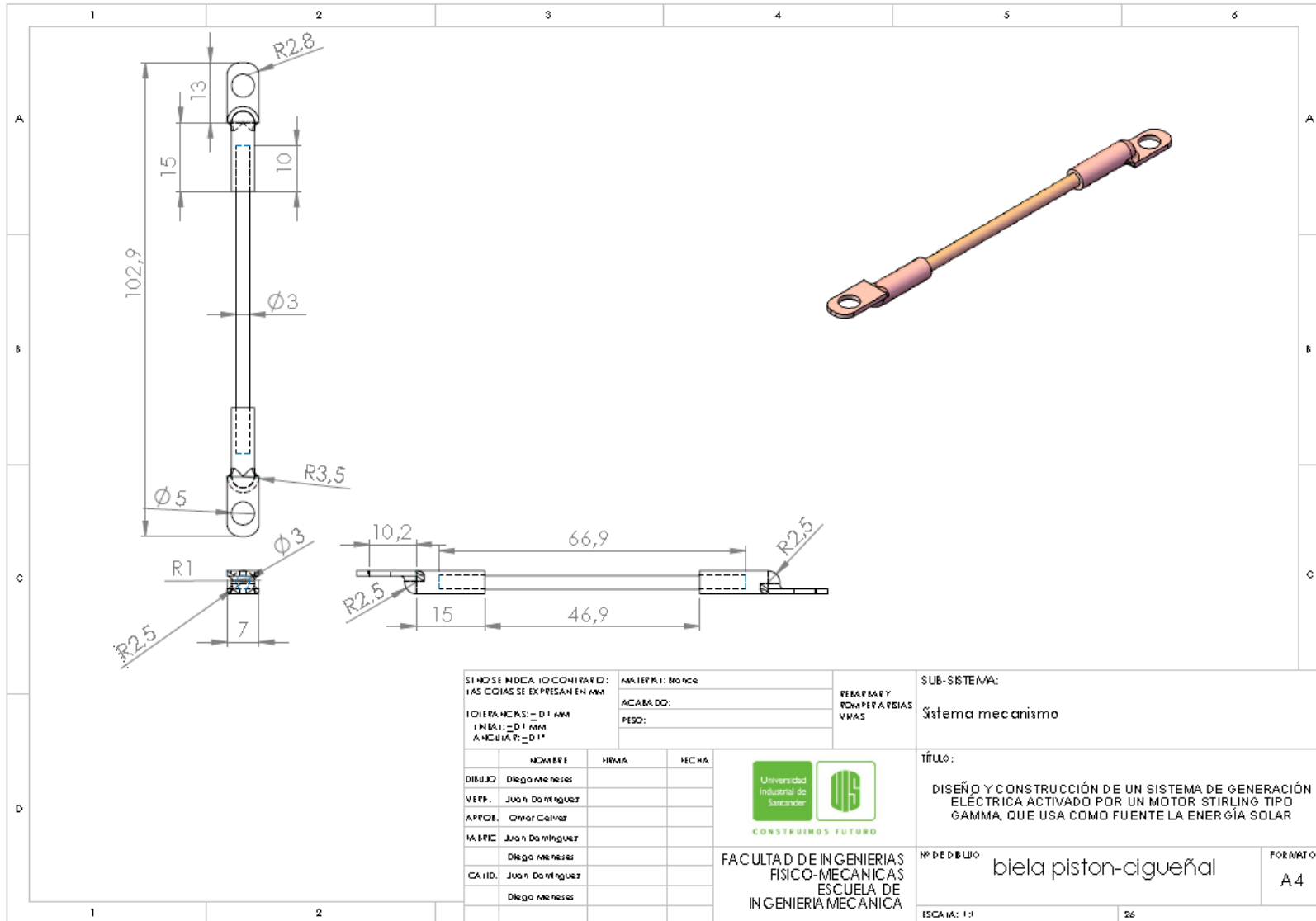
TÍTULO:
 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

Nº DE DIBUJO: barra desplazador-cigüeñal

FORMATO: A4

ESCALA: 1:1 2

28



SI NO SE INDICA, LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: BRONCE	REBARBA Y ROMPEFILAS VVVV
TOLERANCIAS: ± 0.1 MM	ACABADO:	
LÍNEA 1: ± 0.1 MM	PESO:	
ANCHURA: ± 0.1*		

SUB-SISTEMA:
Sistema mecanismo

	NOMBRE	HRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Menezes		
VERF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Celvez		
MATERIC	Juan Dominguez		
	Diego Menezes		
CALIDAD	Juan Dominguez		
	Diego Menezes		



 CONSTRUIAMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

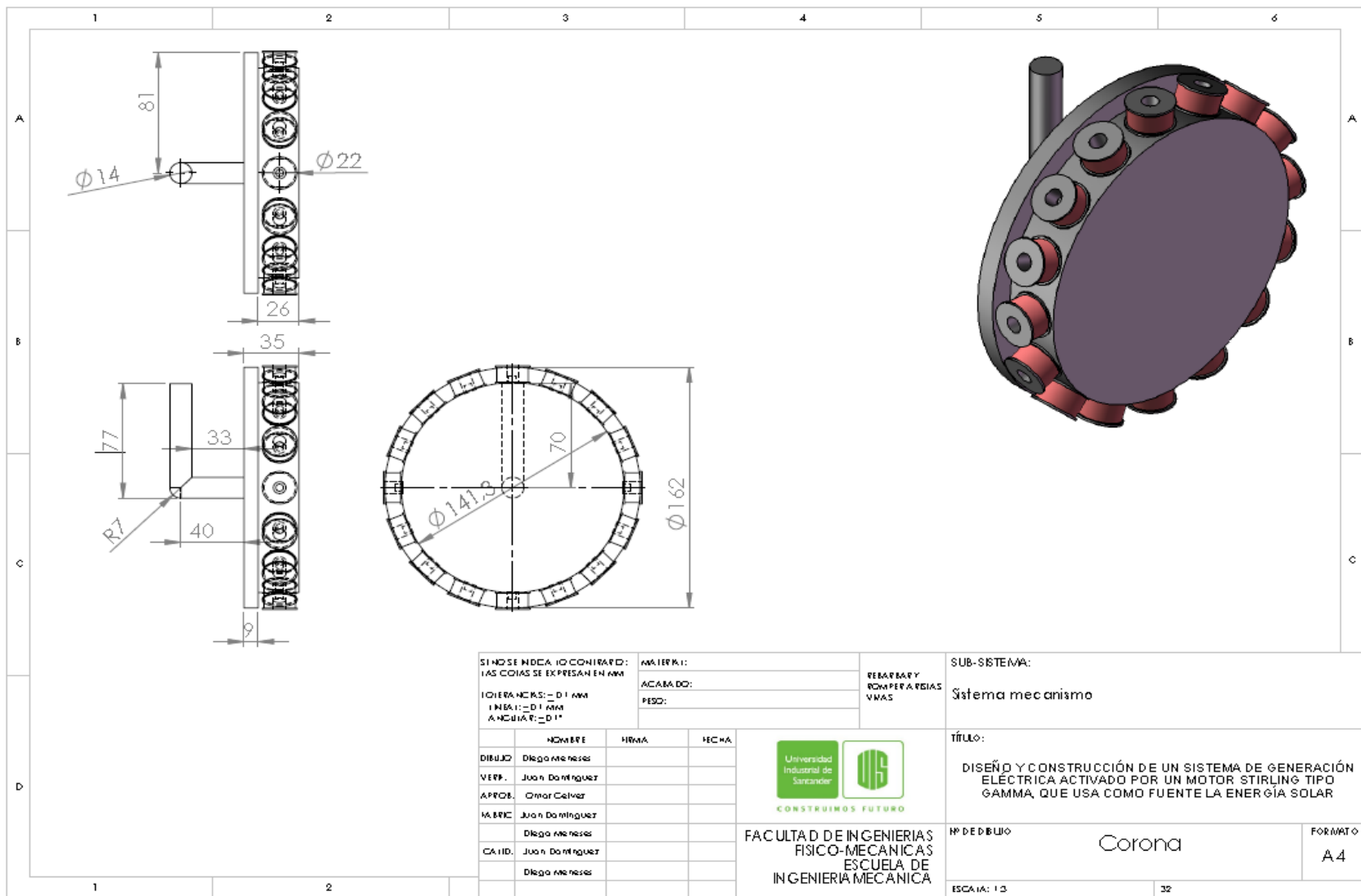
TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

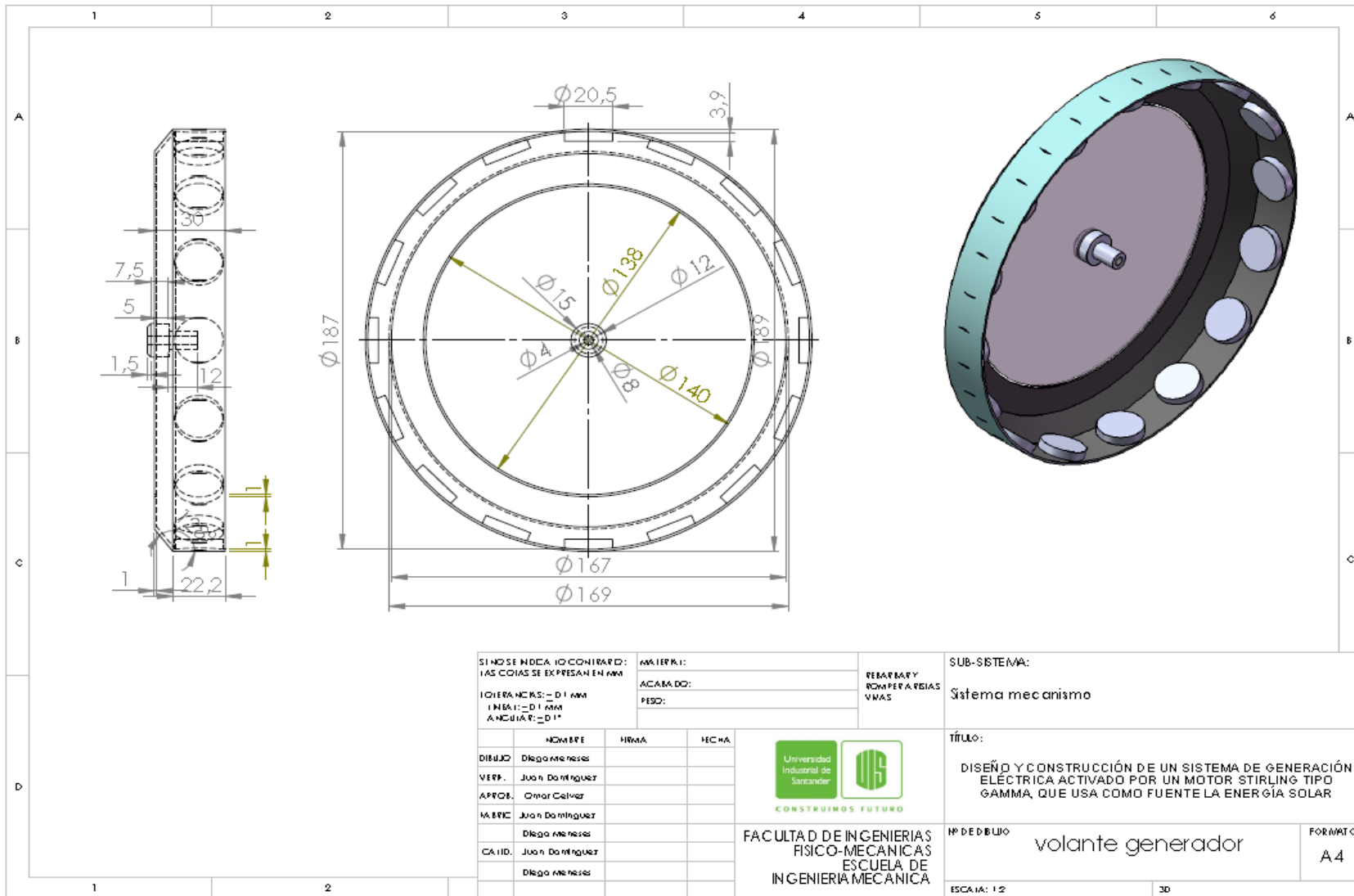
Nº DE DIBUJO: biela piston-cigüeñal

FORMATO: A4

ESCALA: 1:1

26





SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COIAS SE EXPRESAN EN MM
 TOLERANCIAS: -D+1 MM
 LINEAS: -D+1 MM
 ANCHURAS: -D+1"

MAQUETA:
 ACABADO:
 PESO:

REPARAR Y
 ROMPER A PESAS
 VMAS

SUB-SISTEMA:
 Sistema mecanismo

	NOMBRE	FECHA	FECHA
DIBUJO	Diego Arneses		
VERIF.	Juan Domínguez		
APROB.	Omar Celvez		
MATER.	Juan Domínguez		
CAJID.	Juan Domínguez		
	Diego Arneses		



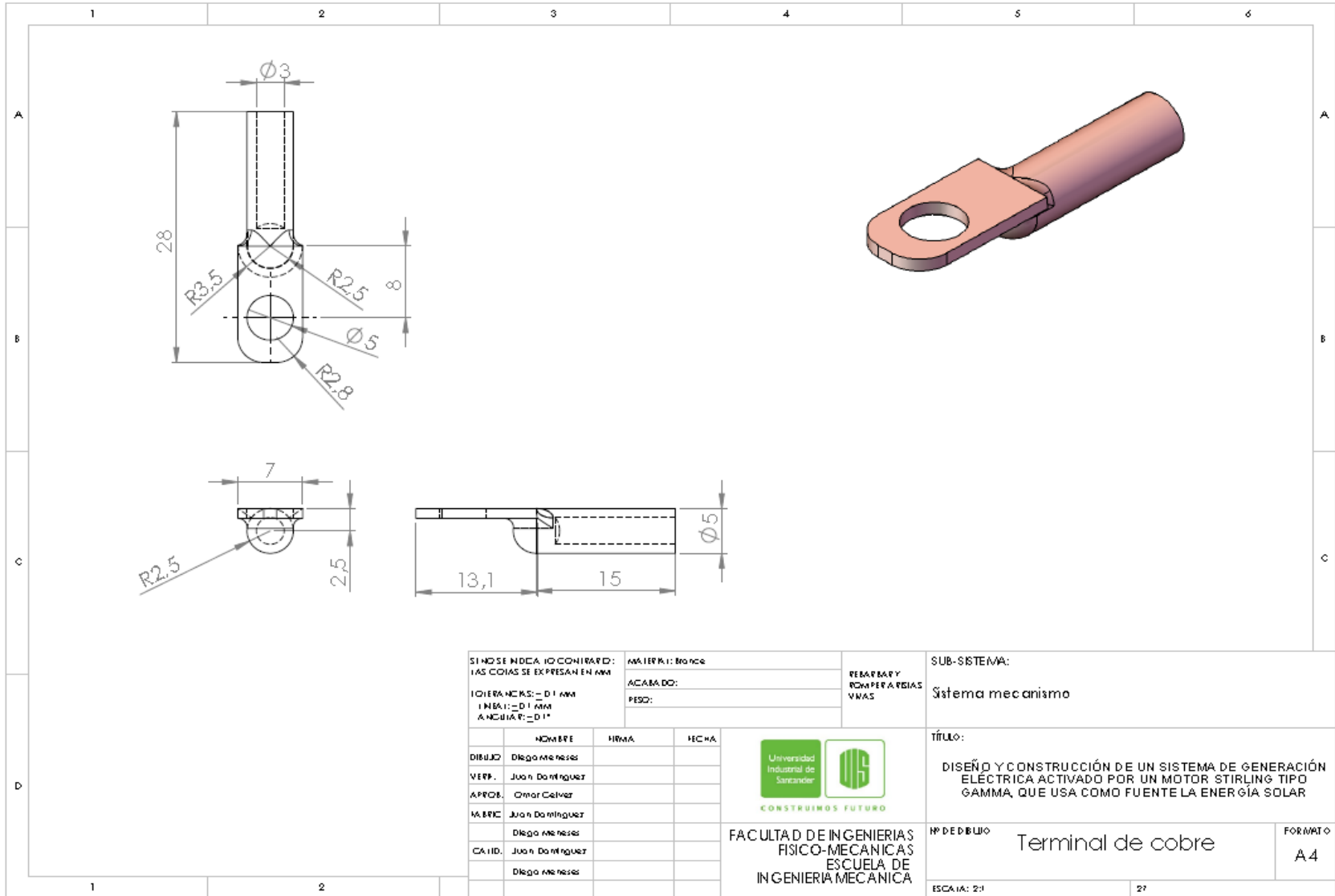
 CONSTRUIR EL FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

TÍTULO:
 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN
 ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO
 GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

Nº DE DIBUJO: volante generador

FORMATO: A4

ESCALA: 1:2



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: Bronce
TOLERANCIAS: ± 0.1 MM	ACABADO:
LINEAS: ± 0.1 MM	PESO:
ANGULOS: ± 0.1°	

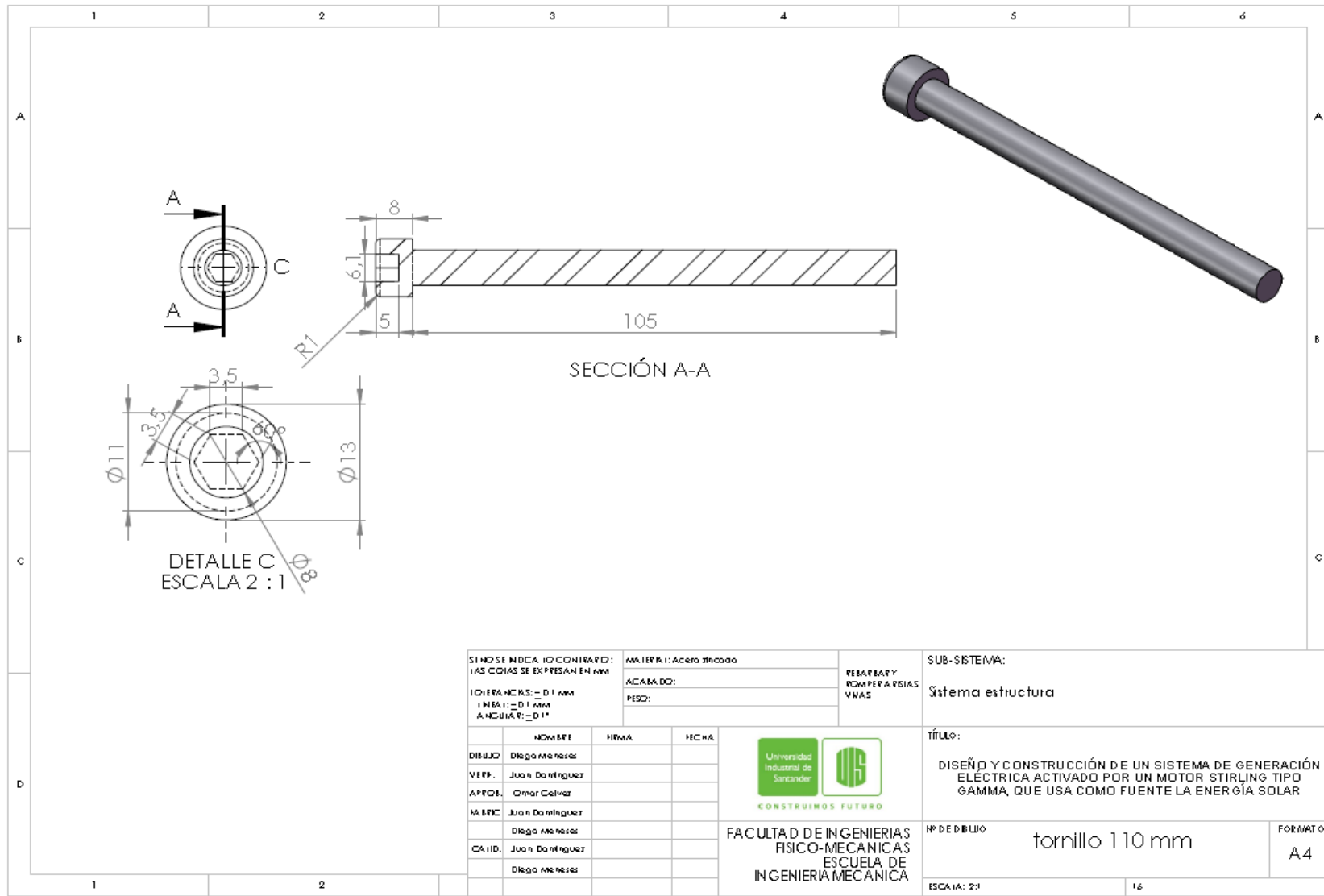
REPARAR Y COMPARAR LAS VIMAS	SUB-SISTEMA: Sistema mecanismo
------------------------------------	-----------------------------------

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Meneses		
VERIF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Celvez		
MATERIC	Juan Dominguez		
	Diego Meneses		
CAJID.	Juan Dominguez		
	Diego Meneses		



CONSTRUIAMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELECTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR	Nº DE DIBUJO Terminal de cobre	FORMATO A4
ESCALA: 2:1		27



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: Acero zincado	REBARBAR: ROMPER A REBAS VNAS
OTERAS COTAS: = D1 MM LINEAS: = D1 MM ANGULARES: = D1°	ACABADO:	
	PESO:	

SUB-SISTEMA:
Sistema estructura

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Meseses		
VERF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Calvez		
MAERIC	Juan Dominguez		
	Diego Meseses		
CA. I.D.	Juan Dominguez		
	Diego Meseses		



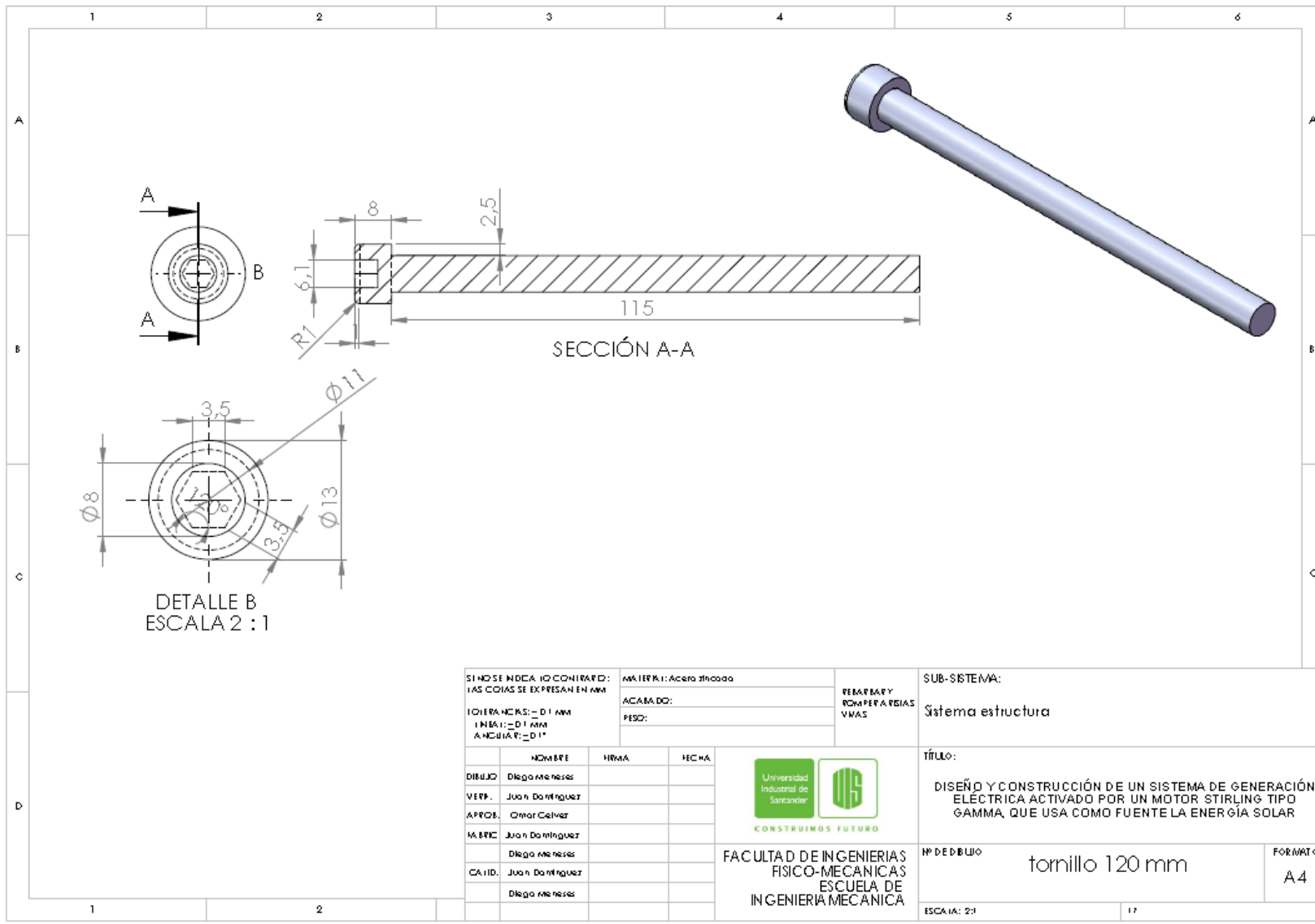
CONSTRUIMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

Nº DE DIBUJO: tornillo 110 mm

ESCALA: 2:1

FORMATO: A4



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: TODAS LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: Acero 316000	REPARAR Y ROMPER A REJAS Y MAS
TOLERANCIAS: -D1 MM LINEAS: -D1 MM ANGULARES: -D1°	ACABADO: PESO:	

SUB-SISTEMA:
Sistema estructura

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Arcehes		
VERIF.	Juan Dominguez		
APROB.	Ormar Celvez		
MATERIA	Juan Dominguez		
	Diego Arcehes		
CALEID.	Juan Dominguez		
	Diego Arcehes		



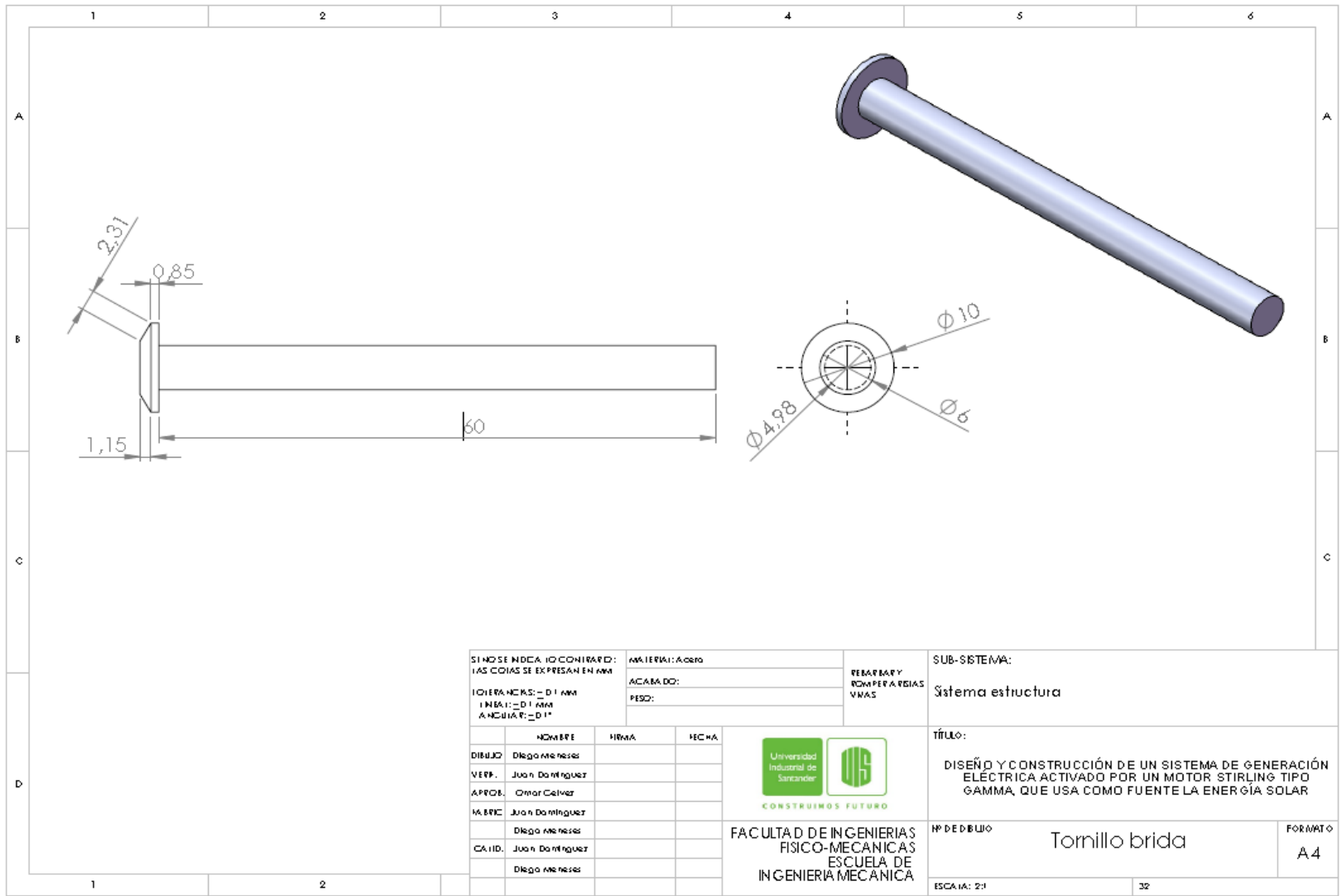
CONSTRUIAMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA


TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

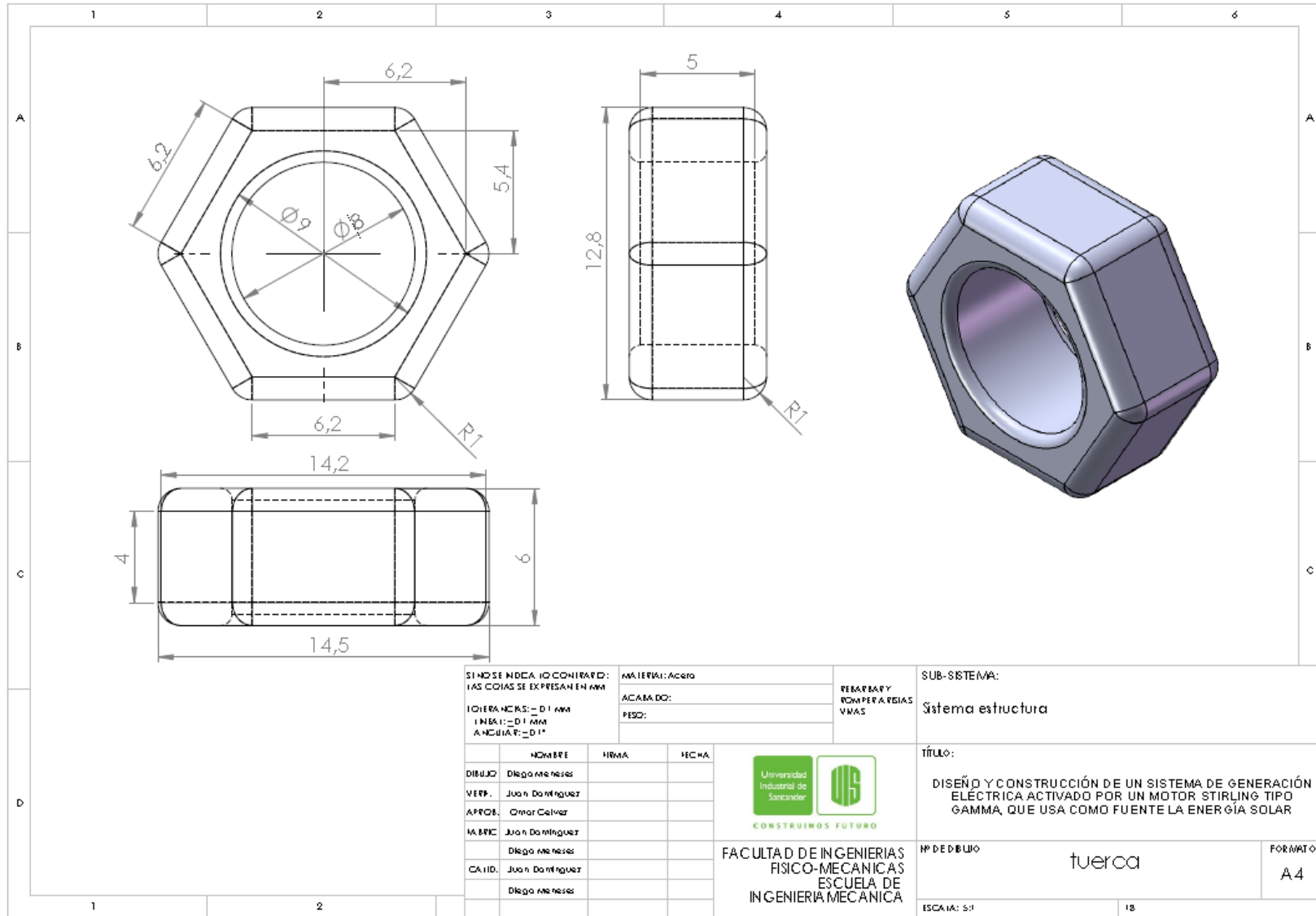
Nº DE DIBUJO: tornillo 120 mm

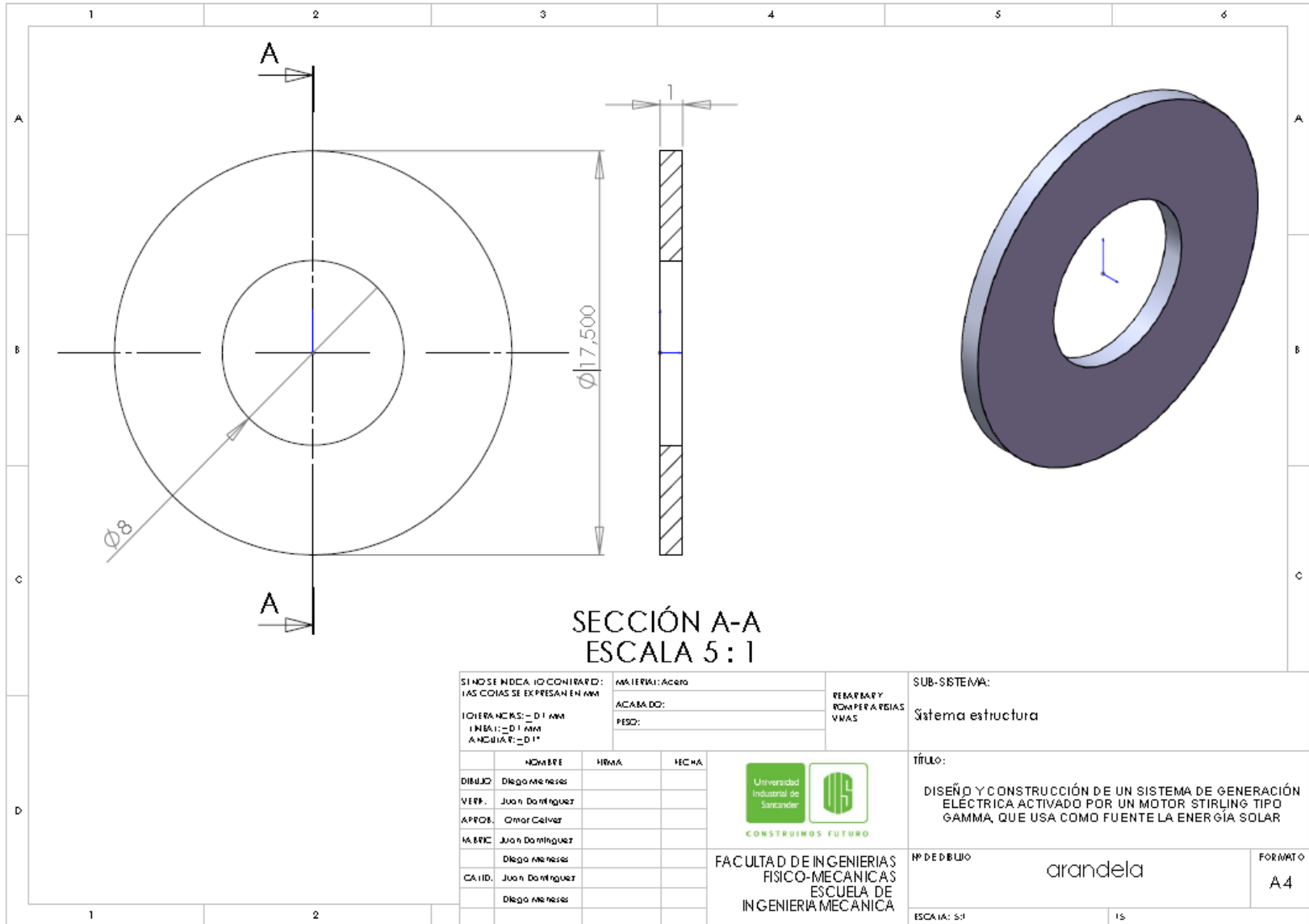
FORMATO: A4

ESCALA: 2:1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: -D1 MM LINEAS: -D1 MM ANCHURAS: -D1"			MATERIAL: Acero ACABADO: PESO:		REPARAR ROMPER A RÍAS VIVAS	SUB-SISTEMA: Sistema estructura																															
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJO</td> <td>Diego Meseses</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td>Juan Dominguez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>Omar Celvez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>MATERIC</td> <td>Juan Dominguez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Diego Meseses</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAJID.</td> <td>Juan Dominguez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Diego Meseses</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJO	Diego Meseses			VERIF.	Juan Dominguez			APROB.	Omar Celvez			MATERIC	Juan Dominguez				Diego Meseses			CAJID.	Juan Dominguez				Diego Meseses			 CONSTRUIMOS FUTURO		TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR	Nº DE DIBUJO Tornillo brida	FORMATO A4
	NOMBRE	FIRMA	FECHA																																		
DIBUJO	Diego Meseses																																				
VERIF.	Juan Dominguez																																				
APROB.	Omar Celvez																																				
MATERIC	Juan Dominguez																																				
	Diego Meseses																																				
CAJID.	Juan Dominguez																																				
	Diego Meseses																																				
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA					ESCALA: 2:1	32																															





SECCIÓN A-A
ESCALA 5 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: Acero	REPARAR Y COMPARAR REJAS VMS
COBERTURAS: -D1 MM LUBRIFIC: -D1 MM ANCLAJE: -D1"	ACABADO:	
	PESO:	

SUB-SISTEMA:
Sistema estructura

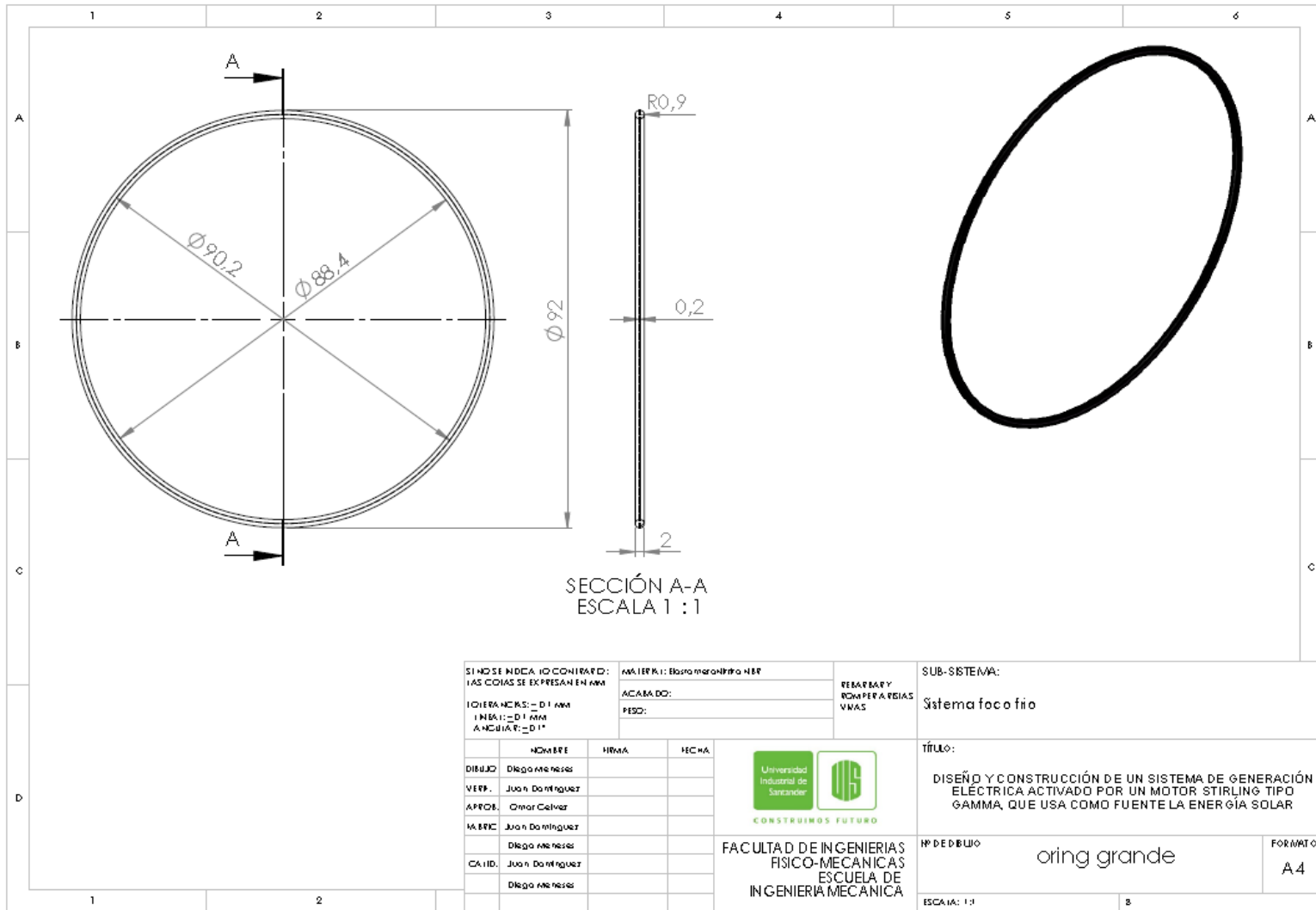
	NOMBRE	FECHA	FECHA
DIBUJO	Diego Meneses		
VERIF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Celvez		
ELABOR.	Juan Dominguez		
	Diego Meneses		
CALID.	Juan Dominguez		
	Diego Meneses		



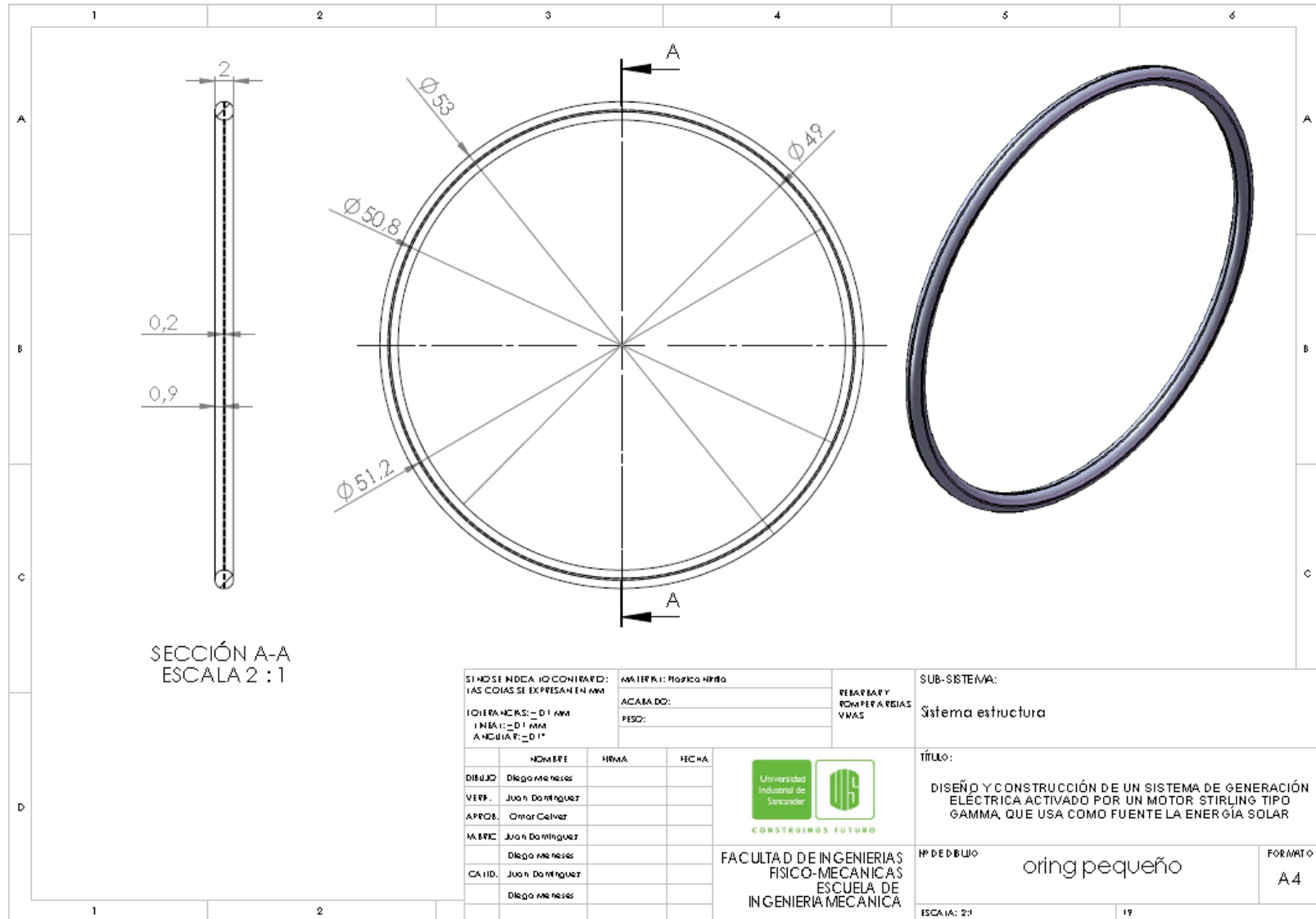
 CONSTRUIMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

Nº DE DIBUJO	arandela	FORMATO	A4
ESCALA:	5:1		15

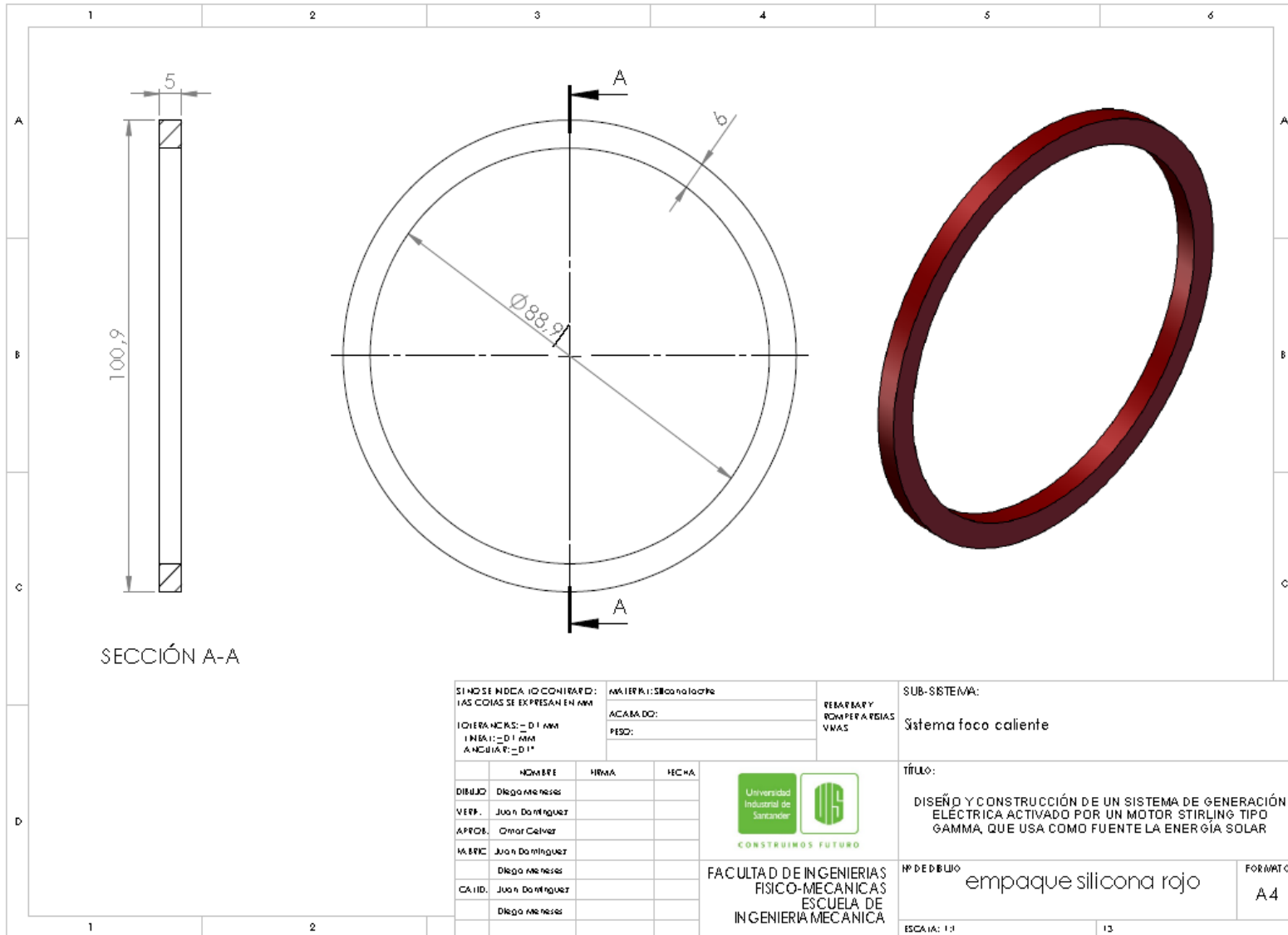


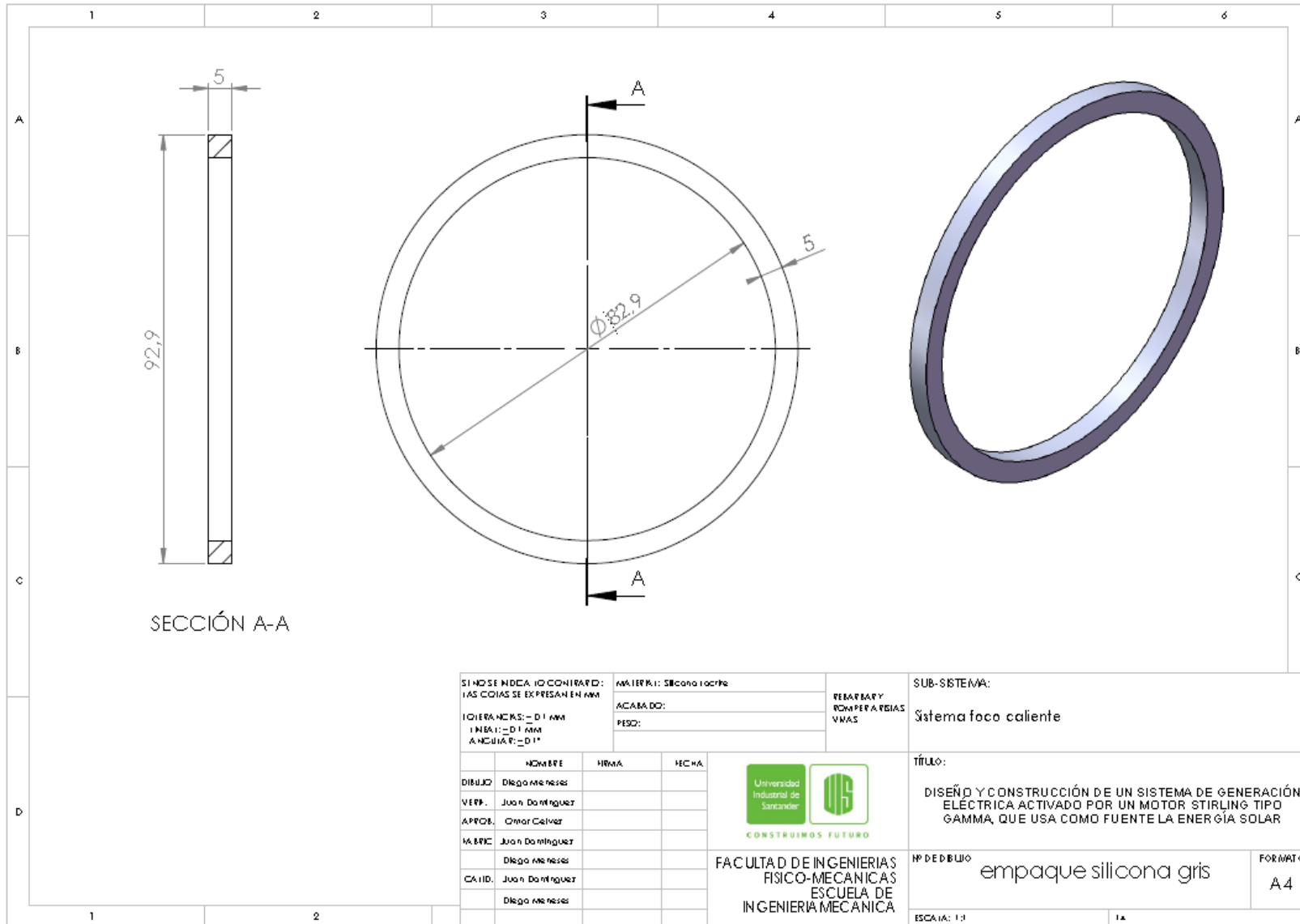
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: - D ± 0.1 MM HERRAL: - D ± 0.1 MM ANCHURA: - D ± 0.1			MATERIAL: Elastomero nitrilo NBR ACABADO: PESO:		REBAFABRY ROMPERA REJAS VMAS	SUB-SISTEMA: Sistema foco fijo
DIBUJO: Diego Arneses VERIF.: Juan Dominguez APROB.: Omar Celvez HERRIC: Juan Dominguez CALID.: Juan Dominguez Diego Arneses	NOMBRE FIRMA FECHA			TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR		
				FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	Nº DE DIBUJO: oring grande ESCALA: 1:1	FORMATO: A4



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		MATERIAL: Plástico Nitrilo		RESERVA Y ROMPERA COTAS VARIAS		SUB-SISTEMA: Sistema estructura																																	
TOLERANCIAS: -D 1 MM LINEA: -D 1 MM ANGULAR: -D 1°		ACABADO: PESO:				TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELECTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR																																	
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJO</td> <td>Diego Arneses</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td>Juan Dominguez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>Omar Calvez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>ELABOR.</td> <td>Juan Dominguez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Diego Arneses</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALIF.</td> <td>Juan Dominguez</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Diego Arneses</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJO	Diego Arneses			VERIF.	Juan Dominguez			APROB.	Omar Calvez			ELABOR.	Juan Dominguez				Diego Arneses			CALIF.	Juan Dominguez				Diego Arneses			<p>CONSTRUIMOS FUTURO</p>		<p>FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</p>		<p>Nº DE DIBUJO: oring pequeño</p>	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA																																				
DIBUJO	Diego Arneses																																						
VERIF.	Juan Dominguez																																						
APROB.	Omar Calvez																																						
ELABOR.	Juan Dominguez																																						
	Diego Arneses																																						
CALIF.	Juan Dominguez																																						
	Diego Arneses																																						
						<p>FORMATO: A4</p>																																	
						<p>ESCALA: 2:1</p>																																	





SECCIÓN A-A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	MATERIAL: Silicona gris	REPARAR Y ROMPER A REÍAS VIVAS
TOLERANCIAS: - D ± 0.1 mm I REAL: - D ± 0.1 mm ANGULAR: - D 1°	ACABADO:	
	PESO:	

SUB-SISTEMA:
Sistema foco caliente

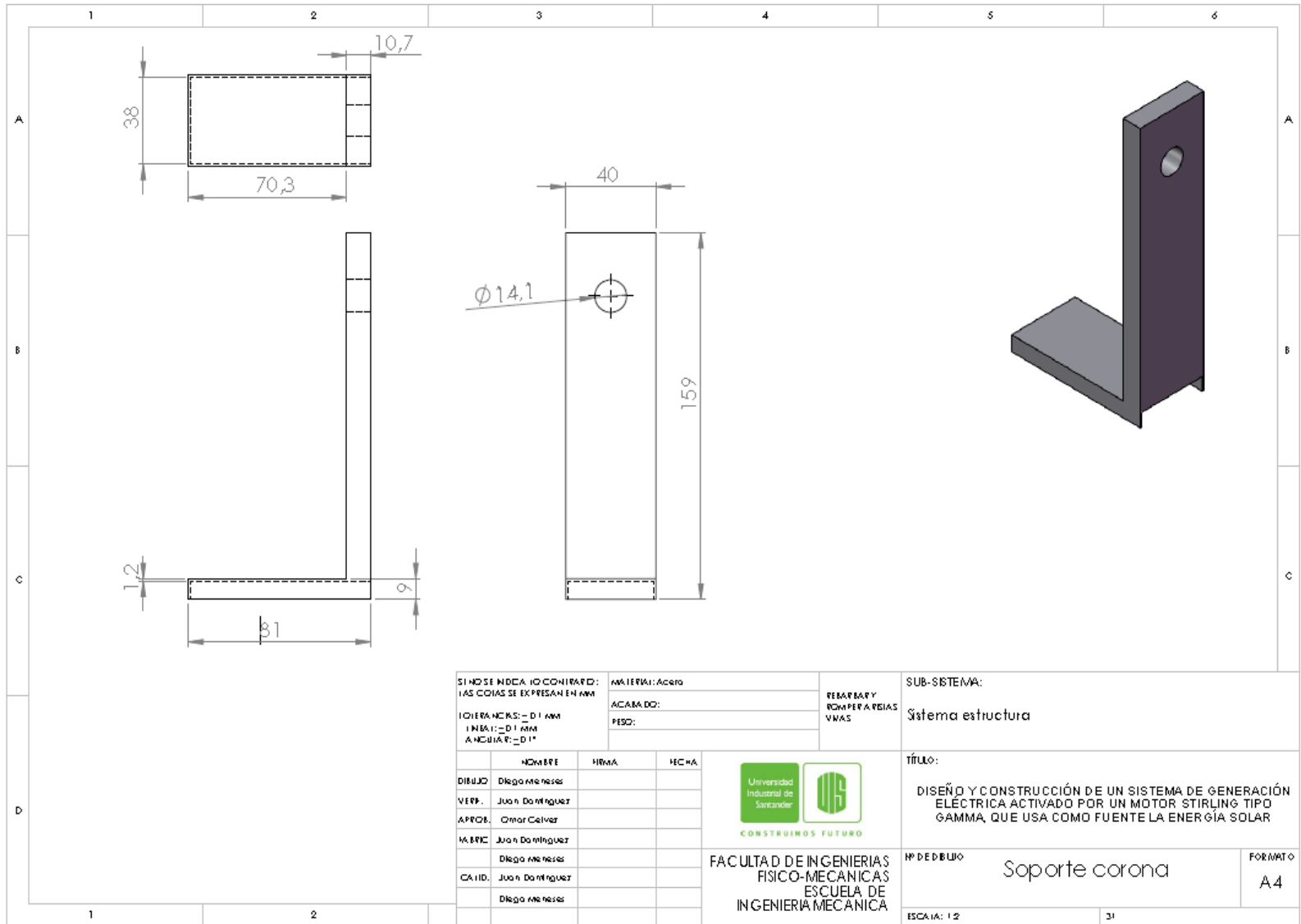
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Méndez		
VERIF.	Juan Domínguez		
APROB.	Omar Calvez		
ELABOR.	Juan Domínguez		
	Diego Méndez		
CAJID.	Juan Domínguez		
	Diego Méndez		



 CONSTRUIAMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERÍAS
 FÍSICO-MECÁNICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

Nº DE DIBUJO	empaque silicona gris	FORMATO	A4
ESCALA:	1:1		



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 LINEAS FINES: = D 1 MM
 LINEAS: = D 1 MM
 ANCHURAS: = D 1"

MATERIA: Acero
 ACABADO:
 PESO:

REBARBY
 ROMPERA REJAS
 VMAS

SUB-SISTEMA:
 Sistema estructura

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJO	Diego Meneses		
VERIF.	Juan Dominguez		
APROB.	Omar Celvez		
MATERIA	Juan Dominguez		
	Diego Meneses		
CAJID.	Juan Dominguez		
	Diego Meneses		


CONSTRUIAMOS FUTURO
 FACULTAD DE INGENIERIAS
 FISICO-MECANICAS
 ESCUELA DE
 INGENIERIA MECANICA

TÍTULO:
 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA ACTIVADO POR UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA, QUE USA COMO FUENTE LA ENERGÍA SOLAR

Nº DE DIBUJO: **Soporte corona** FORMATO: **A4**

ESCALA: 1:2 31

