

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA
Y MECÁNICA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO
BETA DE 2 W REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECÁNICOS**

PRESENTADO POR:

Br. DANNY ARNHOR INCAHUAMAN CÁCERES

PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

ASESOR

Ing. ALFONSO JESÚS HUAMÁN VALENCIA

CUSCO, PERÚ

2019

PRESENTACIÓN

SEÑOR DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO.

SEÑORES MIEMBROS DEL JURADO.

En cumplimiento con las disposiciones del Reglamento de Grados y Títulos Vigentes regidas en nuestra casa de estudios, para optar al título de Ingeniero Mecánico, doy a conocer el trabajo de investigación intitulado: **“OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 W REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECÁNICOS”** a fin de optar el Título profesional de Ingeniero Mecánico.

Bach. INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor.

A mis papitos Juan y Segundina, quienes con mucha ilusión me apoyaron en esta etapa de mi vida universitaria, a mis tíos: Marcos y Julia, a mi hermana Fernanda, a mis amig@s del movimiento de retiros Parroquiales Juan XXIII, a todos, a cada uno de ellos mi aprecio y respeto.

AGRADECIMIENTO

Agradezco en primer lugar a nuestro Dios, a mis papitos, a mi hermana, tíos, tías, amigos de universidad y de la Parroquia San Antonio Abad, a los docentes de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica, en particular para el Ing. Alfonso Jesús Huamán Valencia que me acompañó y orientó en el desarrollo de la tesis.

INTRODUCCION

El desarrollo del presente trabajo de investigación constituye en el rediseño de un motor Stirling tipo beta en base a uno ya existente, enfocado lograr la funcionabilidad y mejorar la eficiencia térmica.

En el **Capítulo I**, se describe y formula el problema, se plantea los objetivos, la justificación, las hipótesis, las limitaciones, variables, el alcance de la investigación y la metodología utilizada.

En el **Capítulo II**, se describe los fundamentos teóricos de los motores Stirling, como la termodinámica aplicada, la cinemática y dinámica, la teoría de la máxima energía de distorsión (Von Mises) y la teoría para el análisis de fatiga.

En el **Capítulo III**, se ha realizado un diagnóstico al diseño desarrollado por Roosbel Dennis Mamani Castillo & Guido David Mamani Jorge titulado “MODULO EXPERIMENTAL DE UN MOTOR DE COMBUSTION EXTERNA STIRLING”; este capítulo muestra resultados del análisis cinemático-dinámico y del modelo isotérmico del ciclo Stirling mediante el análisis Schmidt de este módulo, juntamente con fotografías de los componentes mecánicos, se realiza el cálculo del diámetro del eje del cigüeñal y de la eficiencia térmica.

En el **Capítulo IV**, inicia planteándose una opción de sellado y de un nuevo quemador para la zona caliente; luego, en base a los resultados del análisis isotérmico obtenido en el capítulo anterior, se modifica el diseño, se desarrolla un rediseño del Stirling tipo beta que opera a presión atmosférica, también se analiza cinemática-dinámicamente con los mismos parámetros de funcionamiento para su correcta operación, lográndose simular el comportamiento mecánico para estas condiciones con ayuda del Software Matlab y Autodesk Inventor. Se incluyen estudios sobre la presión de amortiguamiento, volúmenes muertos, relación de compresión en motores Stirling. Y por último se calcula la eficiencia térmica del módulo rediseñado.

En el **Capítulo V**, con los resultados obtenidos de los dos capítulos previos; por las modificaciones de componentes mecánicos, en base a las especificaciones requeridas: como módulo de laboratorio y que opere a presión atmosférica, se describe las consideraciones tomadas para satisfacer la funcionabilidad de la maquina térmica. También se resume y compara las modificaciones y mejoras que trae consigo el nuevo módulo rediseñado y se relaciona las variables que intervienen en la mejora de la eficiencia térmica.

El trabajo de tesis adjunta planos del nuevo módulo rediseñado y resultados de cálculos analíticos (ángulos de posicionamiento de ambos mecanismos, posición del pistón de potencia y del embolo de desplazamiento, el volumen en la zona de enfriamiento y el torque total) del módulo de referencia y del nuevo módulo rediseñado.

RESUMEN

El presente trabajo de investigación tiene por objetivo, el rediseño de un motor Stirling tipo beta, en base uno existente y mejorar la eficiencia térmica rediseñando los componentes mecánicos.

Se realizó una recopilación de información sobre trabajos preliminares en este tema, también se planteó una forma de sellado y un nuevo quemador para la zona caliente.

Se tomaron medidas de las dimensiones y peso de los componentes mecánicos del motor Stirling de referencia; y con parámetros de funcionamiento de velocidad de giro de 240 rpm y con una diferencia de temperatura de 240 K se hizo un estudio y análisis cinemático-dinámico, y con objeto de simular el comportamiento del sistema en condiciones cercanas al funcionamiento real con ayuda del software Matlab, se obtuvo la posición del cigüeñal donde las fuerzas en los pasadores son más elevadas, que nos permite evaluar y calcular el diámetro del eje del cigüeñal en la posición más crítica, Y del modelo isotérmico del ciclo Stirling mediante el análisis Schmidt, se obtuvo una eficiencia térmica de 17.8 %.

A partir de los resultados obtenidos, y el que muestra claramente el punto de partida para el rediseño es el análisis termodinámico, donde se obtuvo una presión máxima alcanzada dentro del cilindro ligeramente mayor a la presión atmosférica, siendo esto un factor indiscutible para reducir el tamaño. Complementando al estudio del módulo rediseñado, se analizó cinemática y dinámicamente, se redujo la relación de volumen muerto total en un 24.31 % en comparación con el módulo de referencia, así mismo se aumentó la relación de compresión en 11.28 % en comparación con el módulo de referencia, estas mejoras gracias a las modificaciones geométricas de la longitud del vástago del desplazador y la profundidad del cilindro de trabajo. Y del modelo isotérmico del ciclo Stirling mediante el análisis Schmidt, del módulo rediseñado se obtuvo una eficiencia térmica de 19.3 %, lográndose mejorar la eficiencia térmica. Finalmente se dimensionó el volante de inercia y demás componentes hasta completar el estudio mecánico del motor rediseñado plasmado en los planos adjuntos en los anexos.

Finalmente se resume las modificaciones y mejoras que conllevan estas y los resultados alcanzados.

ABSTRACT

The objective of this research work is to redesign a beta type Stirling engine, based on an existing one and increase thermal efficiency by redesigning the mechanical components.

First, a compilation of information on preliminary work on this topic was made, a form of sealing and a new burner for the hot zone was also proposed.

Measurements of the dimensions and weight of the mechanical components of the reference Stirling engine were taken; and with kinematic speed operating parameters of 240 rpm and with a temperature difference of 240 K, a kinematic-dynamic study and analysis was made, and in order to simulate the behavior of the system in conditions close to the actual operation with the software Matlab, the position of the crankshaft was obtained where the forces in the pins are higher, which allows us to evaluate and calculate the diameter of the crankshaft axis in the most critical position, and of the isothermal model of the Stirling cycle through Schmidt analysis it was obtained a thermal efficiency of 17.8%.

From the results obtained, and the one that clearly shows the starting point for the redesign is the thermodynamic analysis, where a maximum pressure reached within the cylinder slightly higher than the atmospheric pressure was obtained, this being an indisputable factor to reduce the size. Complementing the study of the redesigned module, it was analyzed kinematically and dynamically, the total dead volume ratio was reduced by 24.31% compared to the reference module, and the compression ratio was increased by 11.28% compared to the module reference, these improvements thanks to the geometric modifications of the length of the displacer rod and the depth of the working cylinder. And from the isothermal model of the Stirling cycle by means of the Schmidt analysis, a thermal efficiency of 19.3% was obtained from the redesigned module, improving thermal efficiency. Finally, the flywheel and other components were sized to complete the mechanical study of the redesigned engine embodied in the attached drawings in the annexes.

Finally, the modifications and improvements that come with these and the results achieved are summarized.

ÍNDICE GENERAL

1. CAPITULO I EL PROBLEMA	1
1.1. Planteamiento Del Problema.....	1
1.1.1. Formulación Del Problema	1
1.2. Objetivo De La Investigación	2
1.3. Justificación	2
1.4. Sistema De Hipótesis.....	3
1.5. Variables De Estudio	3
1.6. Delimitación Del Estudio.....	4
1.7. Limitación Del Estudio.....	4
1.8. Alcance De La Investigación	4
1.9. Metodología De La Investigación	5
1.9.1. Investigación Cuantitativa	5
2. CAPITULO II FUNDAMENTOS TEÓRICOS	8
2.1. Antecedentes De La Investigación	8
2.2. Bases Teóricas.....	12
2.2.1. Máquinas Térmicas	12
2.2.2. Motor Stirling.....	13
2.2.2.1. Tipos de configuraciones de motores Stirling	13
2.2.3. Termodinámica	15
2.2.3.1. Fuerza del Gas (Aire Caliente).....	19
2.2.3.1.1. Modelos termodinámicos.....	19
2.2.4. Dinámica De Motores.....	26
2.2.4.1. Mecanismo biela-manivela Corredera	26
2.2.4.1.1. Análisis de posicionamiento	30
2.2.4.1.2. Cinemática del mecanismo de manivela-corredera.....	32
2.2.4.1.3. Fuerza del gas y par de torsión.....	35
2.2.4.1.4. Masas equivalentes.....	36
2.2.4.1.5. Fuerzas de inercia y de sacudimiento	38
2.2.4.1.6. Pares de torsión de inercia y de sacudimiento	39
2.2.4.1.7. Par de torsión total del motor.....	40
2.2.4.1.8. Fuerzas en los pasadores del motor.....	40

2.2.4.2. Volante de inercia	44
2.2.5. Mecánica De Materiales	50
2.2.5.1. Teorías de falla	50
2.2.5.1.1. Teoría de la máxima energía de distorsión (Von Mises, Hencky y Huber)	51
2.2.5.1.2. Fatiga.....	54
2.2.6. Pérdidas Mecánicas	56
3. CAPITULO III DIAGNÓSTICO	57
3.1. El Motor Stirling de Referencia	59
3.2. Sistema Mecánico.....	60
3.2.1. Pistón de Potencia	60
3.2.2. Desplazador.....	62
3.2.3. Espaciamento entre el Pistón De Potencia y el Desplazador.....	64
3.2.4. Cigüeñal.....	66
3.2.5. Juego de las Bielas.	68
3.2.6. Volante de inercia.....	68
3.2.7. Método de Ensamblaje - Componentes.....	72
3.3. Quemador.....	73
3.4. Graficas De Presión-Volumen en el Módulo de Referencia.....	74
3.5. Torque Total en todo el Conjunto del Mecanismo del Módulo de Referencia	75
3.6. Fuerzas Cortantes, Momentos de Flexión y Diámetro Del Eje.....	76
3.7. Eficiencia Térmica del Módulo de Referencia	82
4. CAPITULO IV REDISEÑO.....	88
4.1. El Pistón de Potencia y su Sellado	90
4.2. Quemador.....	91
4.2.1. Referencias de Temperaturas Reales en el Calentador.....	91
4.2.2. Variación de la Temperatura de Trabajo	93
4.3. Sistema Mecánico.....	95
4.3.1. Análisis de posicionamiento del Mecanismo del Módulo Rediseñado	95
4.3.2. Relación Manivela-Biela en un Motor	98
4.3.3. Fuerza del Gas y Par de Torsión	100
4.3.4. Masas Equivalentes	100

4.3.5.	Fuerzas de Inercia.....	101
4.3.6.	Fuerzas en los Pasadores del Mecanismo Del Pistón de Potencia	102
4.3.7.	Fuerzas en los Pasadores del Mecanismo del Desplazador	103
4.3.8.	Fuerzas Actuantes en el Eje del Cigüeñal.....	105
4.3.9.	Par de Torsión De Inercia	106
4.3.10.	Par de Torsión Total En El Motor	106
4.3.11.	Torque Total en todo el Conjunto del Mecanismo Rediseñado	106
4.3.12.	Espaciamiento entre el Pistón de Potencia y el Desplazador	107
4.3.13.	Influencia del volante de inercia.....	109
4.3.14.	Ensamblaje de Componentes.....	112
4.3.15.	Presión de Amortiguamiento.....	112
4.3.16.	Graficas de Presión-Volumen en el Modulo Rediseñado	115
4.3.17.	Fuerzas Cortantes, Momentos de Flexión y Diámetro del Eje.....	116
4.3.18.	Análisis por Fatiga para el Cigüeñal.....	122
4.4.	Sistema Termodinámico	124
4.4.1.	Acerca del Regenerador.....	125
4.4.2.	Volumen Muerto	126
4.4.2.1.	Influencia del volumen muerto sobre la masa	128
4.4.2.2.	Influencia del volumen muerto sobre los trabajos ($w_e/w_c/w_{neto}$).....	129
4.4.2.3.	Influencia del volumen muerto sobre el calor añadido (q_{in}).....	129
4.4.2.4.	Influencia del volumen muerto sobre la eficiencia térmica	130
4.4.3.	Velocidad	131
4.4.4.	Efecto del tipo del fluido	132
4.4.5.	Relación de Compresión.....	134
4.4.6.	Eficiencia Térmica del Módulo Rediseñado	142
5.	CAPITULO V RESULTADOS	148
5.1.	Eficiencia Térmica	149
	CONCLUSIONES	153
	RECOMENDACIONES.....	154
	BIBLIOGRAFIA	155
	ANEXOS.....	157

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Diagrama general de una máquina térmica (Zegarra Choque, 2004) 12

Figura 2.2. Motores Stirling tipo α , β y γ 14

Figura 2.3. Máquina de pistón 1: cilindro, 2: pistón, 3: excéntrica (Deicher & Patrick, 2011) 15

Figura 2.4. Sistemas cerrados y convención de signos para la conversión de calor y trabajo. (Deicher & Patrick, 2011) 16

Figura 2.5. Diagrama p-V del ciclo Stirling Ideal (Deicher & Patrick, 2011) Modificado. ... 17

Figura 2.6. Posiciones del pistón con a) expansión isotérmica, b) enfriamiento isocórico, c) compresión isotérmica y d) calentamiento isocórico del gas de trabajo. (Deicher & Patrick, 2011) 18

Figura 2.7. Funciones de la fuerza del gas en motores de ciclos de dos y cuatro tiempos. (Norton, 2007). 19

Figura 2.8. Modelo Isotermo: Distribucion de volúmenes en el motor. (Santos Ráez, 2015). 22

Figura 2.9. Variacion del volumen. (Santos Ráez, 2015)..... 23

Figura 2.10. Mecanismo de manivela-corredera (Norton, 2007) 26

Figura 2.11. Diagrama de lazo vectorial del Motor Stirling tipo beta (Fuente propia) 30

Figura 2.12. Diagrama de Mecanismos del Motor Stirling tipo beta (Fuente propia). 31

Figura 2.13. Geometria del mecanismo (Norton, 2007) 32

Figura 2.14. Diagrama de cuerpo libre. (Norton, 2007)..... 35

Figura 2.15. Par de torsion de gas en motores con ciclos de dos y cuatro tiempos. 35

Figura 2.16. Modelo dinamico de masa concentrada de una biela (Norton, 2007). 37

Figura 2.17. Modelo dinamico de masa concentrada. (Norton, 2007)..... 37

Figura 2.18. Modelo dinamico de masa concentrada del mecanismo de manivela-corredera (Norton, 2007). 38

Figura 2.19. Par de torsion de inercia en el mecanismo manivela-corredera. (Norton, 2007).40

Figura 2.20. Fuerzas sobre un pasador de pivote. (Norton, 2007)..... 41

Figura 2.21. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas producidas por la masa del piston (Norton, 2007)..... 41

Figura 2.22. Diagramas de cuerpo libre de fuerzas producidas por la masa concentrada de la biela en el pasador del piston. (Norton, 2007)..... 42

Figura 2.23. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas producidas por la masa de la biela en el muñon de la manivela (Norton, 2007). 43

Figura 2.24. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas producidas por la masa de la manivela en su muñon (Norton, 2007).....	43
Figura 2.25. Curva de par de torsion de entrada para un mecanismo de cuatro barras de manivela-balancin desbalanceado (Norton, 2007).....	45
Figura 2.26. Integracion en la funcion de par de torsion de entrada. (Norton, 2007).....	47
Figura 2.27. Curva de par de torsion despues de uniformarla con un volante. (Norton, 2007).	48
Figura 2.28. Esfuerzo equivalente (Rodriguez Hernandez, 2009).....	51
Figura 2.29. Criterio de fluencia basado en la teoría de la máxima energía de distorsión o de von Mises.....	53
Figura 2.30. Círculo de Mohr para estado plano de esfuerzos en que actúan σ_x y T_{xy}	54
Figura 2.31. Diagrama aproximado de Wöhler para $\sigma_m = 0$ (Rodriguez Hernandez, 2009). 56	
Figura 3.1. Motor Stirling tipo beta (Fuente propia).....	59
Figura 3.2. Piston de potencia (Fuente propia).	60
Figura 3.3. Rotacion del piston de potencia (Fuente propia).	60
Figura 3.4. Fuerzas en los pasadores del mecanismo del pistón de potencia (Fuente propia). 61	
Figura 3.5. Embolo de desplazamiento (Fuente propia).	62
Figura 3.6. Fuerzas en los pasadores del mecanismo del desplazador (Fuente propia).	63
Figura 3.7. Espacio entre el piston de potencia y el desplazador (Fuente propia).....	64
Figura 3.8. Espacio entre el pistón de potencia y el desplazador, velocidades y aceleraciones (Fuente propia).....	65
Figura 3.9. Desbalance del cigüeñal (Fuente propia).....	66
Figura 3.10. Cigüeñal (Fuente propia).	66
Figura 3.11. Fuerzas actuantes en el cigüeñal (Fuente propia).....	67
Figura 3.12. Bielas con el piston de potencia (Fuente propia).	68
Figura 3.13. Volante de inercia (Fuente propia).	68
Figura 3.14. Energia cinetica que almacena en Volante de inercia (Fuente propia).	69
Figura 3.15. Fluctuaciones de energia M. Ref. (superior) & Torque suavizado con el volante (inferior) [Fuente propia].....	70
Figura 3.16. Interior del motor Stirling (Fuente propia).	72
Figura 3.17. Quemador (Fuente propia).	73
Figura 3.18. El quemador en operación (Fuente propia).....	73
Figura 3.19. Grafica de presion de gas y Presión-volumen del motor stirling de referencia (Fuente propia).....	74

Figura 3.20. Graficas de torque en el motor Stirling de referencia (Fuente propia).....	75
Figura 3.21. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos de flexión (PLANO XY) (Fuente propia).	77
Figura 3.22. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos de flexión (PLANO XZ) (Fuente propia).	79
Figura 3.23. Diagrama de Presion-Volumen, zona fria (Azul) y zona caliente (Rojo) [Fuente propia].	82
Figura 3.24. Diagrama p-V del ciclo Stirling Ideal (Deicher & Patrick, 2011) Modificado. .	83
Figura 3.25. Diagrama p-V del ciclo Stirling (Fuente propia).	83
Figura 4.1. Motor rediseñado (Fuente propia).....	90
Figura 4.2. Nuevo piston de potencia (Fuente propia).....	90
Figura 4.3. O’rings para el nuevo piston de potencia (Fuente propia).....	91
Figura 4.4. Quemador nuevo del motor stirling (Fuente propia).....	91
Figura 4.5. Distribución de temperaturas en la zona caliente y en el quemador (Aguero Zamora, 2006).....	92
Figura 4.6 Variaciones de temperatura del cilindro (C S, 2011).	93
Figura 4.7 Temperatura de la pared y del gas [Nitrógeno] frente al ángulo del cigüeñal (Alberti & Crema, 2014).	94
Figura 4.8. Configuración Beta con accionamiento de cigüeñal (Egas & Clucas, 2018)	95
Figura 4.9. Diagrama de lazo vectorial del Motor Stirling tipo beta (Fuente propia)	95
Figura 4.10. Fuerzas en los pasadores del mecanismo rediseñado del pistón de potencia (Fuente propia).	103
Figura 4.11. Fuerzas en los pasadores del mecanismo rediseñado del desplazador (Fuente propia).	104
Figura 4.12. Fuerzas actuantes en el cigüeñal (Fuente propia).....	105
Figura 4.13. Graficas de torque en el motor rediseñado (Fuente propia).....	106
Figura 4.14. Espacio entre el piston de potencia y el desplazador (Fuente propia).....	107
Figura 4.15. Espacio entre el piston de potencia y el desplazador, velocidades y aceleraciones (Fuente propia).....	108
Figura 4.16. Volante de inercia (Fuente propia).	109
Figura 4.17. Energia cinetica que almacena en Volante de inercia (Fuente propia).	109
Figura 4.18. Fluctuaciones de energia M. Rediseñado. (superior) & Torque suavizado con el volante (inferior) [Fuente propia].	110

Figura 4.19. Interior del motor Stirling donde se desplaza el pistón de potencia (Fuente propia).	112
Figura 4.20 Los elementos de un motor cinemático & Un ciclo regular con presión de amortiguamiento constante P_0 (Senft, 1991).	113
Figura 4.21 Comparación de los trabajos forzados de un ciclo de motor con presión de amortiguación constante y con presión de amortiguación variable (Senft, 1991).	113
Figura 4.22 Un ciclo de motor con varios niveles de presión de amortiguamiento. El signo indica la dirección de transferencia entre el pistón y la volante (Zegarra Choque, 2004). ...	113
Figura 4.23. Grafica de presión y volumen - Modulo Rediseñado (Fuente propia).	115
Figura 4.24. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos de flexión (PLANO XY) [Fuente propia].	117
Figura 4.25. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos de flexión (PLANO XZ) [Fuente propia].	119
Figura 4.26. Esfuerzo variable (Rodriguez Hernandez, 2009).	122
Figura 4.27. Diagrama aproximado de Wöhler para una variación alternante pura (Fuente propia)	123
Figura 4.28 Diagramas del ciclo Stirling ideal [P-V] & [T-Entropía] (Červenka, 2016).	125
Figura 4.29 Diagramas del ciclo Stirling ideal con regenerador ideal [P-V] & [T-Entropía] (Červenka, 2016).	126
Figura 4.30 Diagrama esquemático de flujo de calor y Diagrama P-V (Kongtragool & Wongwises, 2006).	127
Figura 4.31 Masa de fluido trabajo frente a la relación de volumen muerto total (Kongtragool & Wongwises, 2006) Modificado.	128
Figura 4.32 Trabajo de compresión, trabajo de expansión y trabajo neto frente a la proporción de volumen muerto total (Kongtragool & Wongwises, 2006) Modificado.	129
Figura 4.33 Entrada de calor total frente a la relación de volumen muerto total (Kongtragool & Wongwises, 2006) Modificado.	129
Figura 4.34 Eficacia térmica frente a la relación de volumen muerto total (Kongtragool & Wongwises, 2006) Modificado.	130
Figura 4.35 Ciclo Termodinámico p-V: Motor Stirling Solar (rojo) Isidro María Vs GPU-3 (azul) (Santos Ráez, 2015).	131
Figura 4.36 Caída de presión debida a la velocidad lineal media del pistón Vs frecuencia del motor [1200 rpm – 4800 rpm] (Santos Ráez, 2015).	132

Figura 4.37 Efecto de la masa del fluido [Helio] sobre el rendimiento y la presión media del motor (Timoumi et al., 2008).	134
Figura 4.38 El motor beta propuesto tiene un Rc demasiado grande para el ΔT aplicado (Egas & Clucas, 2018).	136
Figura 4.39 La Rc ideal para la máquina beta propuesta (Egas & Clucas, 2018).	137
Figura 4.40 Comparación de diagramas P-V (Egas & Clucas, 2018).....	139
Figura 4.41 Eficiencia térmica del motor ideal de Stirling para diversas eficiencias de regeneración ideal y trabajo específico de ciclo (Červenka, 2016) Modificado.	141
Figura 4.42 Eficiencia térmica del ciclo de volumen constante de regeneración para diversas eficiencias de regeneración real y trabajo específico del ciclo (Červenka, 2016) Modificado.	141
Figura 4.43. Diagrama de Presion-Volumen, zona fria (Azul) y zona caliente (Rojo) [Fuente propia].	143
Figura 4.44. Diagrama p-V del ciclo Stirling Ideal (Deicher & Patrick, 2011) Modificado.	143
Figura 4.45. Diagrama p-V del ciclo Stirling - Modulo Rediseñado (Fuente propia).....	144

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Modelos de Investigación Cuantitativa.....	5
Tabla 2.1. Sistema de ecuaciones	24
Tabla 2.2. Integración de la función de par de torsión.....	47
Tabla 2.3. Valores aproximados de esfuerzo alternantes para aceros.....	56
Tabla 3.1. Medidas del módulo de referencia	57
Tabla 3.2. Inconvenientes encontrados en el módulo de referencia	58
Tabla 3.3. Tabla resumen de fuerzas y momentos sobre eje del cigüeñal (M. de referencia). 80	80
Tabla 3.4. Resumen de resultados de los flujos de calor M. de Referencia	86
Tabla 4.1. Medidas del Módulo Rediseñado	89
Tabla 4.2. Tabla resumen de fuerzas y momentos sobre el eje del cigüeñal (M. Rediseñado)	120
Tabla 4.3. R_c de motores reales en comparación con las R_c calculados	137
Tabla 4.4 Diferentes R_c en diferentes configuraciones de motores Stirling	138
Tabla 4.5. Resumen de resultados de los flujos de calor – M. Rediseñado	146
Tabla 5.1. Tabla resumen de mejoras.....	150

NOMENCLATURA

SIMBOLO	DEFINICION	UNIDAD
P	Presión del fluido de trabajo	kPa
T	Temperatura del fluido de trabajo	K
ΔT	Variación de temperatura del fluido de trabajo	K
V	Volumen del fluido de trabajo	cm ³
R	Constante del aire como gas ideal	KJ/Kg*K
m	Masa del aire dentro del motor Stirling	Kg
m'	Masa total de aire más el del volumen muerto	Kg
$T_H = T_e$	Temperatura del fluido de trabajo en la zona de expansión	K
$T_C = T_c$	T. del fluido de trabajo en la zona de compresión	K
K_{St}	Relación de volumen muerto total	-
V_{pms}	Volumen máximo	cm ³
V_{pmi}	Volumen mínimo	cm ³
A_c	Área del cilindro en el espacio de compresión	m ²
A_{ce}	Área del cilindro en el espacio de expansión	m ²
V_e	Volumen del aire en el espacio de expansión	cm ³
V_{ef}	Volumen en el espacio de expansión en función de θ_2	cm ³
V_c	Volumen del aire en el espacio de compresión	cm ³
V_{cf}	Volumen en el espacio de compresión en función de θ_2	cm ³
V_{de}	Volumen muerto en el espacio de expansión	cm ³
V_{dc}	Volumen muerto en el espacio de compresión	cm ³
V_s	Volumen muerto total	cm ³
V_t'	Volumen total más volumen muerto total	cm ³
r	Radio de la manivela	m
l	Longitud de la biela	m
V_r	RelacVolumen del aire en el espacio de compresión	cm ³
E_s	Espaciamiento mínimo entre pistón y desplazador	mm
R_c	Relación de compresión	-
Q_{12}	Calor cedido en la compresión isotérmica	J
Q_{41}	Calor cedido el enfriamiento isocórico	J
Q_{34}	Calor añadido en la expansión isotérmica	J

Q_{23}	Calor añadido el calentamiento isocórico	J
Q_{in}	Energía en forma de calor que ingresa al sistema	J
Q_{out}	Energía en forma de calor que sale del sistema	J
W_{net}	Trabajo neto del sistema	J
C_{ve}	Calor específico del aire a volumen constante (Exp.)	J/Kg*K
C_{vc}	Calor específico del aire a volumen constante (Comp.)	J/Kg*K
σ_x	Esfuerzo por el momento flector	N/m ²
τ_{xy}	Esfuerzo por el momento torsor	N/m ²
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente	N/m ²
σ_{Adm}	Esfuerzo admisible	N/m ²
σ_{Lim}	Esfuerzo límite de fluencia	N/m ²
d	Diámetro del eje del cigüeñal	mm
σ_s	Esfuerzo superior o máximo	N/m ²
σ_i	Esfuerzo inferior o mínimo	N/m ²
σ_m	Esfuerzo medio o componente estática del esfuerzo	N/m ²
σ_a	Esfuerzo alternante o amplitud del esfuerzo	N/m ²
σ_A	Amplitud para un cierto material y para N ciclos de carga	N/m ²
σ_B	Esfuerzo de rotura del material del eje	N/m ²
m_v	Masa del volante	Kg
g	Aceleración de la gravedad	N/m* s ²
r_g	Radio de giro del volante	m
k	Coefficiente de fluctuación	-
I_f	Momento de inercia del volante físico	Kg*m ²
E_v	Energía cinética que almacena el volante de inercia	J
P_{media}	Presión media o promedio	N/m ²
P_{atm}	Presión atmosférica	N/m ²
$P_{máx}$	Presión máxima alcanzada en el ciclo	N/m ²
$P_{mín}$	Presión mínima dentro del cilindro	N/m ²
P_{in}	Potencia indicada	W
P_e	Potencia efectiva	W
P_m	Potencia mecánica	W
n	Velocidad nominal de operación	RPM
F_g	Fuerza del gas	N

P_g	Presión del gas	N/m ²
A_p	Área del pistón	m ²
T_{pro}	Torque promedio	N*m
T_g	Torque del aire caliente	N*m
T_i	Torque de inercia	N*m
T_t	Torque total	N*m

ACRONIMOS – SIGLAS

PMS	Punto muerto superior	-
PMI	Punto muerto inferior	-
RPM	Revoluciones por minuto	
F.S.	Factor de seguridad	
GLP	Gas Licuado de Petróleo	
MR	Módulo Rediseñado	
MO	Módulo de referencia	
GPU-3	General Power Unit 3	

SIMBOLOGÍA GRIEGA

SIMBOLO	DEFINICION	UNIDAD
η_{th}	Rendimiento térmico	%
η_{mec}	Rendimiento mecánico	%
θ_2	Ángulo de giro de la manivela	grad.
α_2	Aceleracion angular de la manivela	rad/s ² .
ω_2	Velocidad angular de la manivela	rad.
$\omega_{mín}$	Velocidad angular mínima del cigüeñal	rad.
$\omega_{máx}$	Velocidad angular máxima del cigüeñal	rad.
τ	Relación de temperaturas	-

CAPITULO I

EL PROBLEMA

1.1. Planteamiento Del Problema

Existe el motor Stirling tipo beta en la escuela profesional de Ingeniería Mecánica de la UNSAAC resultado de la tesis de investigación titulado “MODULO EXPERIMENTAL DE UN MOTOR DE COMBUSTION EXTERNA STIRLING”¹, denominada desde ahora en este trabajo de investigación como “MODULO DE REFERENCIA”. Este módulo de laboratorio presenta dificultades para su operación siendo posible mejorar su diseño.

Es decir existe sobredimensionamiento de componentes mecánicos (cilindro, pistón, cigüeñal, bielas), el pistón de potencia se desplaza con rotación, mucho juego de las bielas en el pistón, la baja presión del fluido de trabajo debido a fallas en el sellado; estos inconvenientes dificultan el buen funcionamiento, sumado a esto no se aprovecha la energía calorífica de la fuente de calor y el montaje de componentes no contribuye a desplazamiento libre del pistón.

Además muchos alumnos de la escuela profesional no pueden ampliar sus conocimientos prácticos en los laboratorios sobre maquinas térmicas que es necesario para nuestra formación académica.

1.1.1. Formulación Del Problema

- Problema Principal

¿Es posible optimizar el rendimiento térmico del motor Stirling tipo beta de 2 Watts rediseñando los componentes mecánicos?

- Problemas Secundarios

(a) ¿Es posible diagnosticar del motor Stirling de referencia, mediante un análisis termodinámico y mecánico respectivamente y detallar los inconvenientes encontrados?

(b) ¿Es posible rediseñar el motor Stirling en base a los parámetros de funcionamiento (T_e , T_c , RPM, P_{atm}) iniciales y lograr su correcta operación?

(c) ¿Es posible optimizar la eficiencia térmica del motor Stirling tipo beta rediseñando los componentes mecánicos?

(d) ¿Es posible realizar una comparación de resultados obtenidos de la evaluación?

¹ Desarrollado por Roosbel Dennis Mamani Castillo & Guido David Mamani Jorge

1.2. Objetivo De La Investigación

- Objetivo General

Optimizar el rendimiento térmico del motor Stirling tipo beta de 2 Watts rediseñando los componentes mecánicos.

- Objetivos Específicos

(a) Diagnosticar del motor Stirling de referencia, mediante un análisis termodinámico y mecánico respectivamente y detallar los inconvenientes encontrados.

(b) Rediseñar el motor Stirling en base a los parámetros de funcionamiento (T_e , T_c , RPM, P_{atm}) iniciales y lograr su correcta operación.

(c) Optimizar la eficiencia térmica del motor Stirling tipo beta rediseñando los componentes mecánicos.

(d) Realizar una comparación de resultados obtenidos de la evaluación.

1.3. Justificación

El actual módulo del motor Stirling tipo beta, presenta inconvenientes en su diseño y no es posible utilizarlo como módulo de instrucción para las prácticas de laboratorio de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica de la UNSAAC.

Con el aporte logrado de esta investigación, como la información recopilada y obtenida permitirá/servirá para la construcción de un nuevo módulo de motor térmico Stirling tipo beta para la escuela profesional de Ingeniería Mecánica, obtenido esto servirá como un aporte base para futuras construcciones a escala comercial consiguiendo así ser usado en zonas rurales, beneficiando a personas que aún carecen de energía eléctrica y siendo además importante no solo impulsar la energía solar y eólica sino diversificar el aprovechamiento de las energías renovables.

Es mi deseo incentivar a investigaciones y mejoras del mismo; la investigación muestra al motor Stirling como una opción energética y tecnológica siendo al mismo tiempo amigable con el medio ambiente, ya que vemos toda una serie de tecnologías que estarán disponibles en el futuro y sin duda los motores Stirling tendrán su lugar de aplicación.

1.4. Sistema De Hipótesis

- Hipótesis General

El rediseño de componentes mecánicos permitirá optimizar el rendimiento térmico del motor Stirling tipo beta

- Hipótesis Específicas

(a) El diagnóstico del motor Stirling de referencia permitirá encontrar los problemas de funcionalidad de la maquina térmica.

(b) La evaluación de los resultados del análisis térmico y mecánico bajo parámetros de funcionamiento (T_e, T_c, RPM, P_{atm}) para una correcta operación permitirá determinar una nueva opción de diseño.

(c) El rediseño de componentes mecánicos permitirá optimizar el rendimiento térmico del motor Stirling tipo beta.

(d) Una comparación de resultados obtenidos permitirá comprender los parámetros requeridos para una correcta operación del motor Stirling tipo beta.

1.5. Variables De Estudio

- Variables Independientes

(a) P =Presión del fluido de trabajo (kPa)

(b) T =Temperatura del fluido de trabajo (K°)

(c) V =volumen del fluido de trabajo (cm^3)

(d) kst = Relación de volumen muerto total

(e) Rc = Relación de compresión

- Variables Dependientes

(a) η_{th} = Rendimiento térmico (%)

1.6. Delimitación Del Estudio

- Se resolverá analíticamente el sistema de ecuaciones del modelo isotérmico del ciclo Stirling del módulo de referencia, mediante el análisis Schmidt para calcular la eficiencia térmica.
- Se analizará cinemática y dinámicamente el módulo de referencia para encontrar la posición del cigüeñal donde las fuerzas son máximas, y así calcular el diámetro del eje.
- También se calculará el diámetro del eje, mediante un análisis de fatiga.
- Los datos del estudio (Temperaturas de la zona fría/caliente y velocidad de funcionamiento-rpm) para esta investigación son tomadas de la investigación de referencia, con el objetivo de comparar resultados del rediseño bajo los mismos parámetros de funcionamiento.

1.7. Limitación Del Estudio

- Se utilizará como fluido de trabajo el aire, lo ideal sería utilizar He o H₂, pues estos gases tienen una mayor conductividad térmica.
- No se estudiara la implementación de un regenerador.
- No se realizara una estimación de costos de materiales y manufactura, del módulo rediseñado.
- Los cálculos a realizar serán específicamente para la ciudad imperial del Cusco, con los parámetros de la presión (P_{atm}) y temperatura (T) de nuestra localidad.

1.8. Alcance De La Investigación

- Los resultados de la investigación serán un aporte más sobre este tipo de motor térmico que la universidad está logrando, y servirá como recurso para modificaciones posteriores.
- Esta tesis de investigación se presenta como una contribución en lo referente a maquinas térmicas, específicamente sobre motores Stirling, que servirá para describir, relacionar, analizar y explicar la relación entre las diversas variables que contribuyen en la mejora térmica del motor Stirling tipo beta.

1.9. Metodología De La Investigación

1.9.1. Investigación Cuantitativa

Tiene como objeto explicar el fenómeno estudiado, para en una última instancia, predecirlo y controlarlo. Además actualmente la investigación cuantitativa suele ser de mayor explicación, esto en razón de su alto alcance explicativo y predictivo. La investigación de tipo cuantitativo utiliza la recopilación de información para poner a prueba o comprobar las hipótesis mediante el uso de estrategias estadísticas basadas en la medición numérica, lo cual permitiría al investigador proponer patrones de comportamiento y probar los diversos fundamentos teóricos que explicarían dichos patrones (Ramos, 2015).

La investigación cuantitativa frecuentemente cuantifica relaciones entre variables - la variable independiente o predictiva y la variable dependiente o resultado. De forma general, diseños de investigación cuantitativa son clasificados tanto como no experimentales como experimentales (Sousa, Driessnack, & Costa Mendes, 2007). Mostrado en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. *Modelos de Investigación Cuantitativa*

Modelos	Niveles de Preguntas de la Investigación
No-experimental	
• Descriptivo	<ul style="list-style-type: none"> • Nivel I – Descriptivo por naturaleza - Poco se conoce sobre el fenómeno - Preguntas descriptivas incluyendo quien, qué, cuándo, dónde, cuántos, cuánto? - Ejemplo: Cuáles son las características de X?
• Correlacionales	<ul style="list-style-type: none"> • Nivel II – Exploratorio o explicativo por naturaleza - Basado en conocimiento existente - Propone relaciones - Preguntas exploratorias ou explicativas incluyen por qué y cómo? - Ejemplo: Cómo los factores...están relacionados con X?
Experimental	
• Experimental verdadero	<ul style="list-style-type: none"> • Nivel III - Predictivo por Naturaleza - Requiere conocimiento considerable previo - Prueba hipótesis o teorías predictivas - Preguntas predictivas indican la efectividad o causa y efecto de X sobre Y - Ejemplo: Existe cambios en X cuando Y es manipulado?
• Cuasi-experimental	

Nota: Investigación Cuantitativa No-experimental (Sousa et al., 2007)

En este proyecto de investigación solo abordare lo concerniente al diseño no experimental. Los diseños de investigación cuantitativa a nivel no experimental según el cuadro anterior son de tipo descriptivo, exploratorio y correlacional por naturaleza.

DISEÑOS CORRELACIONALES

En el **diseño correlacional** el investigador estudia las diversas relaciones que puedan presentarse entre variables. Por ejemplo, analizar la relación existente entre una variable X y una variable Y (Ramos, 2015).

Involucran a la investigación sistémica de la naturaleza de relaciones o asociaciones entre las variables. Estos diseños son utilizados para examinar si los cambios en una o más variables están relacionados a los cambios en otra(s) variable(s). Los resultados de estos estudios brindan los medios para establecer la hipótesis a ser probada en estudios cuasi-experimentales y experimentales (Sousa et al., 2007).

SELECCIÓN DEL DISEÑO

El estudio de las variables puede clasificarse en independientes (predictivo) y dependientes (resultado).

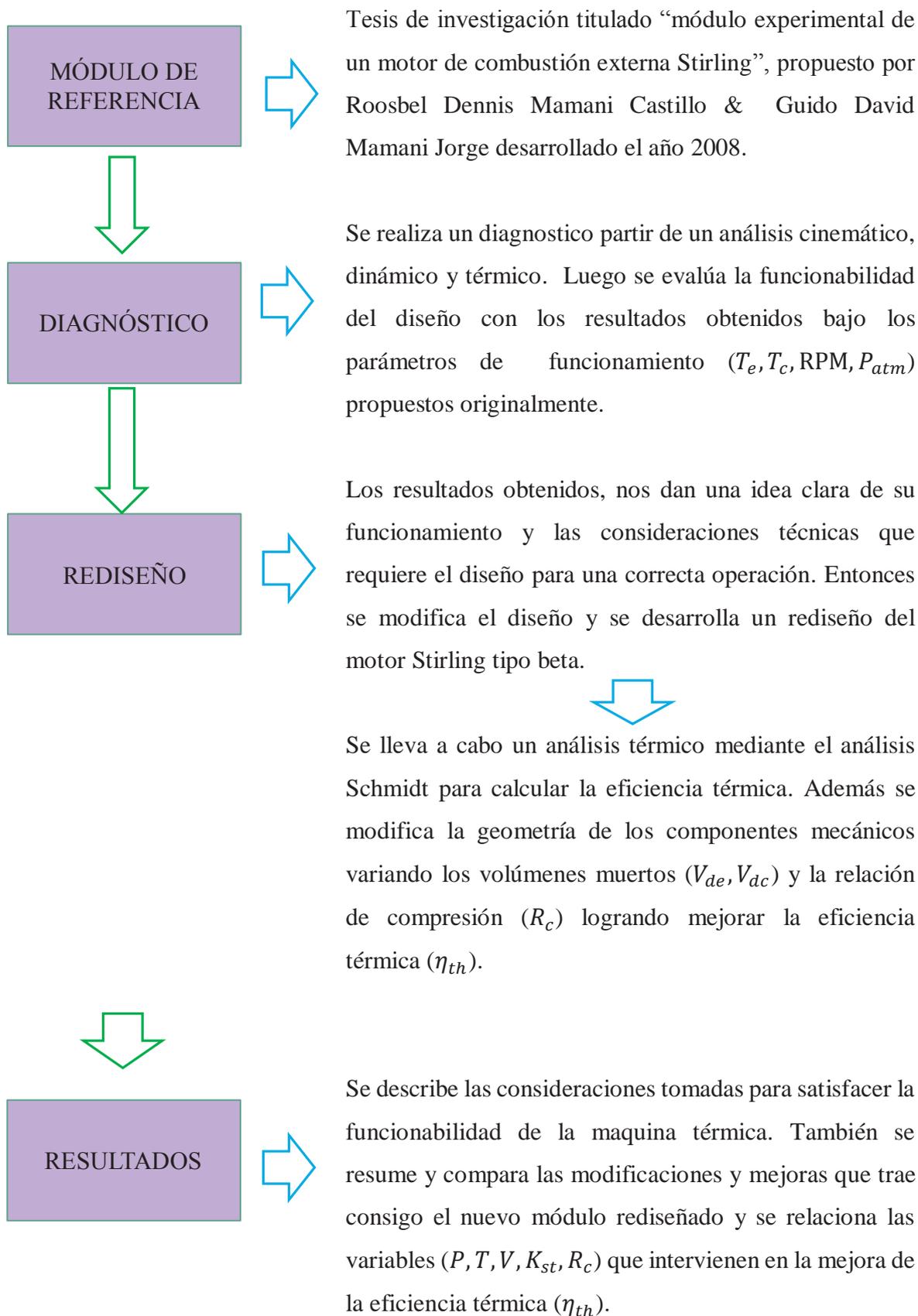
Para el caso de esta investigación usare la metodología de la investigación de tipo **cuantitativa correlacional**, de la siguiente manera: $Y = f(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5)$

Donde:

$Y = \eta_{th}$ Rendimiento térmico

$X_1 = P$	Presión del fluido de trabajo (kPa)
$X_2 = T$	Temperatura del fluido de trabajo (K°)
$X_3 = V$	Volumen del fluido de trabajo (cm ³)
$X_4 = K_{st}$	Relación de volúmenes muertos
$X_5 = R_c$	Relación de compresión

METODOLOGÍA EN EL DESARROLLO DE LA TESIS



CAPITULO II FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. Antecedentes De La Investigación

“THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A STIRLING ENGINE INCLUDING DEAD VOLUMES OF HOT SPACE, COLD SPACE AND REGENERATOR” publicado en la revista RENEWABLE ENERGY, el año 2006, desarrollado por Bancha Kongtragool y su colaborador Somchai Wongwises.

En este artículo de investigación desarrollaron un modelo isotérmico para un motor Stirling con volúmenes muertos de espacio caliente, espacio frío y regenerador, en el que la temperatura efectiva del regenerador es una media aritmética del calentador y la temperatura más fría. En este estudio se realiza una simulación numérica y se estudian los efectos de la efectividad del regenerador y los volúmenes muertos (Kongtragool & Wongwises, 2006). Los resultados de este estudio indican que:

- Los trabajos del motor solo se ve afectado por los volúmenes muertos, mientras que la entrada de calor y la eficiencia del motor se ven afectados tanto por la efectividad del regenerador como por los volúmenes muertos.
- El trabajo neto del motor disminuye al aumentar el volumen muerto.
- La entrada de calor aumenta al aumentar el volumen muerto y disminuir la efectividad del regenerador.
- La eficiencia del motor disminuye al aumentar el volumen muerto y disminuir la efectividad del regenerador.

“DESIGN AND PERFORMANCE OPTIMIZATION OF GPU-3 STIRLING ENGINES” publicado en la revista ENERGY, el año 2008, desarrollado por Youssef Timoumi y sus colaboradores Iskander Tlili y Sassi Ben Nasrallah.

Para aumentar el rendimiento de los motores Stirling y analizar sus operaciones, Timouni ha desarrollado un modelo Stirling de segundo orden, que incluye pérdidas térmicas, que se ha utilizado para optimizar el rendimiento y los parámetros de diseño del motor. Este modelo se ha probado utilizando los datos experimentales obtenidos del prototipo del motor General Motor GPU-3 Stirling. El modelo también se ha utilizado para investigar el efecto de los parámetros geométricos y físicos en el rendimiento del motor Stirling y para determinar los parámetros óptimos para una presión operacional aceptable del gas (Timoumi, Tlili, & Ben Nasrallah, 2008).

En sus conclusiones afirma:

- La eficiencia alcanza un máximo cuando la sección del desplazador aumenta y la carrera del pistón disminuye, la potencia del motor aumenta y la eficiencia alcanza un máximo. Una baja conductividad del desplazador reduce las pérdidas transmisión de calor, en consecuencia, aumenta la potencia y la eficiencia del motor.

“MODULO EXPERIMENTAL DE UN MOTOR DE COMBUSTION EXTERNA STIRLING” Tesis que se encuentra en la ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERA MECANICA, publicado el año 2008, desarrollado por Roosbel Dennis Mamani Castillo & Guido David Mamani Jorge.

En esta tesis, se diseñó y construyó un motor Stirling de 2 Watts, que tiene como finalidad utilizarlo como dispositivo de instrucción, que utiliza principios termodinámicos, calcula el diámetro del eje del cigüeñal, con parámetros de presión y temperatura de la ciudad imperial del Cusco.

En una de sus recomendaciones señala:

- Las mejoras sustanciales al módulo (prototipo) planteado se verían reflejadas en un análisis más exhaustivo en los parámetros geométricos del motor (como las relaciones de volúmenes y Temperaturas)

“EXPERIMENTAL STUDY OF A BETA STIRLING THERMAL MACHINE TYPE FUNCTIONING IN RECEIVER AND ENGINE MODES” publicado en la revista JOURNAL OF APPLIED FLUID MECHANICS, el año 2011, desarrollado por R. Gheith1 y sus colaboradores F. Aloui y S. Ben Nasrallah.

En este estudio ahora dirigido por R. Gleith con una máquina Stirling de tipo beta para estudios teóricos y experimentales. Esta máquina Stirling fue probada para dos modos: máquina térmica y bomba de calor. Con varias pruebas, se tomaron varias medidas elevando las señales de temperaturas, presión y volumen en un modelo casi estable. Rastrearon las evoluciones de los diversos parámetros, así como los diagramas p-V para cada modo. La interpretación de los diversos gráficos ilustra la importancia del regenerador para agregar una nueva cantidad de calor a la máquina, aunque es donde hay una pérdida de presión significativa (Gheith, Aloui, & Nasrallah, 2011).

“A CFD PARAMETRIC STUDY ON THE PERFORMANCE OF A LOW-TEMPERATURE- DIFFERENTIAL γ -TYPE STIRLING ENGINE”, publicado en la revista ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT el año 2015, desarrollado por Wen-Lih Chen y sus colaboradores Yu-Ching Yang y Jose Leon Salazar.

En este estudio se desarrolló un modelo CFD interno para simular un motor Stirling tipo LTD de tipo gamma, donde se investigan los efectos de algunos parámetros geométricos importantes y parámetros operacionales. Los **parámetros geométricos** son: carrera del desplazador, carrera del pistón de potencia y diámetro del pistón de potencia; y los **parámetros operativos** son: diferencia de temperatura entre los extremos caliente y frío y la velocidad de rotación del motor. Los tres parámetros geométricos afectan la relación de compresión del motor y pueden potencialmente tener impactos significativos en el rendimiento del motor (Chen, Yang, & Leon Salazar, 2015).

Y en sus conclusiones afirma:

- La carrera del pistón de potencia afecta fuertemente a la potencia del motor pero débilmente a las tasas de transferencia de calor. Tanto la potencia como la eficiencia del motor aumentan a medida que aumenta la carrera del pistón de potencia.

- Tanto la potencia del motor como las tasas de transferencia de calor aumentan a medida que aumenta la carrera del desplazador. Sin embargo, este parámetro tiene efectos mucho más fuertes en las tasas de transferencia de calor que en la potencia del motor. En consecuencia, un aumento en la carrera del desplazador aumenta ligeramente la potencia del motor pero disminuye la eficiencia debido al rápido aumento en la tasa de entrada de calor.

- Como se esperaba, la potencia y la eficiencia del motor aumentan a medida que aumenta la diferencia de temperatura entre los extremos caliente y frío.

- La potencia del motor está fuertemente influenciada por la velocidad del motor. Aumenta casi linealmente con la velocidad del motor. La eficiencia, por otro lado, es menos sensible a la velocidad del motor.

“INFLUENCE OF PHASE ANGLE AND DEAD VOLUME ON GAMMA-TYPE STIRLING ENGINE POWER USING CFD SIMULATION”, publicado en la revista ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT el año 2016, desarrollado por S. Alfarawi y sus colaboradores R. AL-Dadah y S. Mahmoud.

Aquí también se desarrolló y validó un modelo 2D CFD completo del motor Stirling de tipo gamma para investigar el efecto del ángulo de fase y las variaciones de volumen muerto en el rendimiento del motor (Alfarawi, AL-Dadah, & Mahmoud, 2016).

“STIRLING ENGINE CONFIGURATION SELECTION”, publicado en la revista ENERGIES el año 2018, desarrollado por Jose Egas y su colaborador Don M. Clucas.

En este estudio dirigido por Jose Egas menciona varios proyectos que podrían haber alcanzado un mayor rendimiento utilizando una configuración adecuada y una relación de compresión, aumentando así las posibilidades de éxito. También presentada pautas en este artículo, como una configuración apropiada para la aplicación específica de Stirling a seleccionarse, según el requerimiento lo que podría conducir a un mejor prototipo final y aumentar las posibilidades de una aplicación exitosa (Egas & Clucas, 2018).

En este estudio reciente, resalta que las máquinas Stirling tuvieron una amplia gama de intentos de aplicación desde su aparición. Desde electrodomésticos, generación eléctrica y cogeneración, recuperación de calor residual y desperdicio de combustible, alta diferencia de temperatura (T) y baja ΔT energía solar, almacenamiento de energía solar, biomasa Y geotérmica, a la refrigeración y criogenia. Y más recientemente, se han propuesto aplicaciones como la generación de energía en el espacio para la exploración de la tierra y el espacio y la captura de CO₂ en la atmósfera para mitigar el cambio climático antropogénico, lo que demuestra un interés activo en la tecnología (Egas & Clucas, 2018).

Y el gran número de intentos históricos, combinados con la flexibilidad inherente a su proceso de diseño, ha llevado a una amplia gama de configuraciones geométricas distintas de la máquina Stirling, desde los bien conocidos arreglos cinemáticos (alfa, beta y gamma), híbridos, de pistón libre y los más recientes motores Stirling activos (Egas & Clucas, 2018).

El panorama energético mundial está cambiando, y muchos gobiernos, instituciones y compañías ofrecen nuevas ideas y alternativas al modelo energético desarrollado por los países industrializados y me atrevo, apuesto decididamente al cambio gradual en la generación, distribución y consumo de la energía pues la energía es un bien, es un derecho de todos y no puede ser un negocio de pocos.

2.2. Bases Teóricas

2.2.1. Máquinas Térmicas

Los continuos esfuerzos de la humanidad por construir una máquina capaz de convertir energía térmica en trabajo mecánico de manera más eficiente llevan a la creación de nuevos mecanismos que podrían realizar ciclos con cambios reversibles ideales. Uno de estos ciclos es el ciclo de Carnot. Este ciclo puede operar con la mayor eficiencia térmica posible para niveles de temperatura dados. El ciclo consta de dos isotermas y dos cambios isoentrópicos. La eficiencia térmica depende solo de la relación de temperatura máxima y mínima (Červenka, 2016).

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}}$$

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

Una máquina térmica puede convertir continuamente energía térmica (calor) en energía mecánica (trabajo). El calor es administrado al motor de diferentes maneras obteniendo trabajo útil, logrando producir energía mecánica. Estos tres procesos: de absorción de calor, producción de trabajo y rechazo de calor son comunes en todas las máquinas térmicas. (Zegarra Choque, 2004)

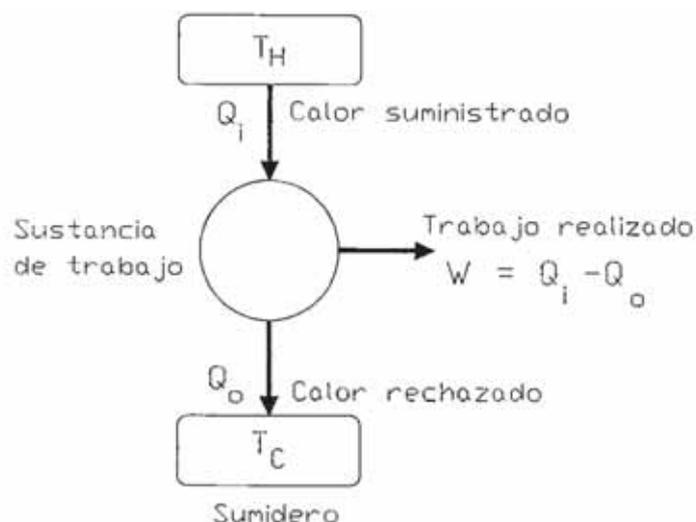


Figura 2.1 Diagrama general de una máquina térmica (Zegarra Choque, 2004)

Una representación conceptual de una máquina térmica es mostrada en la figura 2.1, los rectángulos representan la fuente de calor y el sumidero, a alta y baja temperatura T_H y T_C ,

respectivamente. El círculo representa la máquina en sí $Q_i = Q_{in}$ es el calor suministrado al motor en cada ciclo y $Q_o = Q_{out}$ es el calor rechazado por el motor en cada ciclo y W representa el trabajo de salida por ciclo.

2.2.2. Motor Stirling

El motor Stirling es un motor térmico que admiten múltiples fuentes de calor y además no emiten contaminantes (Cruz Rojas, Alvarado Martinez, & Lopez Lopez, 2015). Este es uno de los llamados motores de combustión externa, el cuál mediante la expansión y contracción de un gas en un ciclo cerrado, por una diferencia de temperatura, logra realizar trabajo mecánico pudiendo lograr altas eficiencias y de forma silenciosa y con versatilidad de la fuente térmica (Sanchez L., Román L., & G, 2010).

Estos motores son comúnmente llamados “motores de aire caliente” o “motores de combustión externa”, son dispositivos mecánicos que trabajan teóricamente en el ciclo Stirling, donde los fluidos compresibles tales como aire, hidrógeno, helio, nitrógeno o incluso vapores, se utilizan como fluidos de trabajo (Agreda Andrade & Marasca Flores, 2013).

El motor Stirling está diseñado para que el gas de trabajo dentro de sus cilindros sellados se comprima, luego se calienta para aumentar su presión, después se expande para producir energía y posteriormente se enfría para disminuir su presión, seguidamente se comprime para comenzar un nuevo ciclo.

Durante el proceso de expansión, el gas en el interior del motor se encuentra a alta temperatura y por lo tanto a presión mayor, lo que produce más energía en relación a la fase de compresión, por esta razón existe una diferencia de potencial que produce el funcionamiento del motor de combustión externa, esa diferencia de energía en las distintos procesos del motor es la potencia útil del mismo.

El gas se utiliza una y otra vez, haciendo del Stirling un sistema de ciclo cerrado y sellado.

Todo lo que se añade al sistema es calor, y todo lo que se elimina del sistema es calor a baja temperatura (residuos) y energía mecánica.

2.2.2.1. Tipos de configuraciones de motores Stirling

Los motores Stirling se pueden diferenciar según el arreglo de los pistones (configuraciones constructivas). A continuación se especifican la división comúnmente usada.

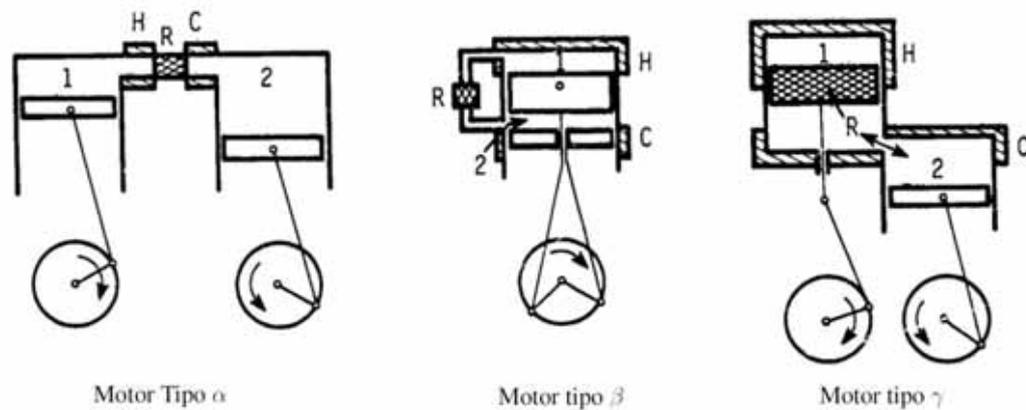


Figura 2.2. Motores Stirling tipo α , β y γ

H = heater

C = cooler

R = regenerator

1 = cámara de expansión

2 = cámara de compresión

Tipo Alfa

Este tipo está compuesto por dos cilindros independientes, que comparten un fluido de trabajo a través de un tubo donde se encuentra el regenerador. Este regenerador es el encargado de almacenar y ceder calor. Los cilindros están desfasados 90° uno respecto al otro. A uno de los cilindros se le aumenta la temperatura mediante una combustión externa y al otro se le reduce mediante aletas o agua. El desfase de los pistones hace que el fluido de trabajo cambie de una cámara a otra, variando su temperatura y volumen, realizando así el trabajo mecánico (Bausa Viseras, 2016).

Tipo Beta

Este posee un cilindro con las dos zonas una fría y la otra caliente. Dentro de este cilindro se encuentra un desplazador cuya misión es trasladar el fluido de trabajo de una zona a otra. En los motores pequeños solamente hay una pequeña holgura de décimas de milímetro entre el desplazador y el cilindro para el paso del fluido. Por el regenerador externo de los motores grandes pasa el fluido de trabajo, en su camino de la zona fría a la caliente y viceversa. El pistón de potencia está concéntrico al desplazador, estos mismos están desfasados 90° en un mismo cigüeñal especial, que permite el funcionamiento de este motor (Bausa Viseras, 2016).

Tipo Gamma

Este tipo tiene una construcción más sencilla. Consta de dos cilindros separados: en uno se sitúa el desplazador y en otro, el pistón de potencia. En ese caso también el pistón y el

desplazador están desfasados 90° , lo cual se consigue mediante un cigüeñal. Desde el enfoque termodinámico es menos eficaz que el tipo Beta debido a que la diferencia de temperatura es menor (Bausa Viseras, 2016).

2.2.3. Termodinámica

La termodinámica es la ciencia general de la energía. Estudia las diversas manifestaciones de la energía y la transformación de un tipo de energía en otro. La termodinámica es una de las áreas básicas de la física, dado que prácticamente no existe un proceso físico sin transformación de energía (Deicher & Patrick, 2011). En el proceso Stirling observamos cambios de energía en un medio gaseoso. El contenido energético de un gas está determinado por las magnitudes físicas mesurables de volumen V , presión p y temperatura T . En el caso del gas ideal, éstas se relacionan mediante la ecuación de estado:

$$pV = mRT \quad (2.1)$$

En donde “ m ” corresponde al número de moles del gas en el volumen V y $R = 8,314\text{J}/(\text{mol K})$, la constante de los gases.

Si el gas se encuentra en un cilindro que en un lado está cerrado por un pistón (émbolo) móvil (Figura 2.3), la magnitud del volumen V está determinada por la posición del pistón. Un dispositivo que convierte el movimiento del pistón con un cambio periódico del volumen del gas mediante el cigüeñal, en movimiento rotatorio. En ello, los cambios de volumen pueden originarse por diversos procesos físicos (por ejemplo, combustión, aporte de vapor o calor, accionamiento mecánico del volante). Este proceso se denomina ciclo.

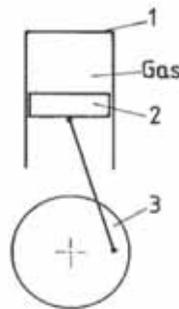


Figura 2.3. Máquina de pistón 1: cilindro, 2: pistón, 3: excéntrica (Deicher & Patrick, 2011)

Sistema termodinámico, cambio de estado

Se denomina sistema termodinámico, abreviado sistema, a un volumen lleno de materia cuyas magnitudes termodinámicas se desean observar. En el caso de la máquina Stirling, es el volumen de gas en el cilindro limitado por el pistón. El límite del sistema se bosqueja en la Figura 2.4. A través de este límite, puede aportarse calor ($+Q$) al sistema desde afuera o

liberarse calor ($-Q$). En ello se establece por convención que toda energía aportada al sistema se denomina positiva y que toda energía liberada desde el sistema se denomina negativa (Deicher & Patrick, 2011).

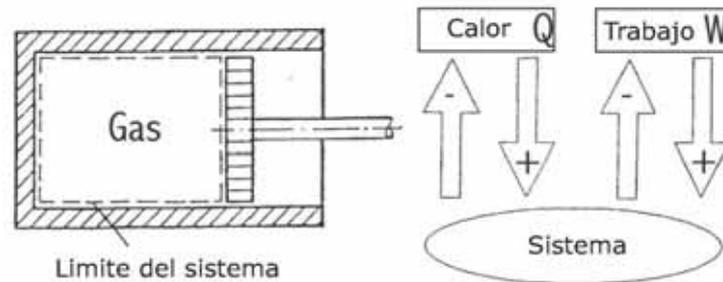


Figura 2.4. Sistemas cerrados y convención de signos para la conversión de calor y trabajo. (Deicher & Patrick, 2011)

Si el gas cambia su volumen contra la presión p externa, se produce trabajo. En ello, rige la siguiente definición respecto de los signos: el trabajo que realiza el gas (con aumento de volumen) es negativo, vale decir ($-W$). El trabajo ejercido sobre el gas (reducción de volumen) es positivo, vale decir ($+W$). Para el trabajo dW mediante un cambio de volumen dV se tiene:

$$dW = -pdV \quad (2.2)$$

Para expresar el trabajo como función de temperatura y volumen, se elimina p de la ecuación 2.2 con ayuda de la ecuación 2.1. De ello resulta

$$dW = -RT \frac{dV}{V} \quad (2.3)$$

Por el intercambio de calor con el ambiente y el movimiento del pistón, el estado de un sistema cambia con el tiempo. La descripción del “cambio de estado” es el cambio de energía en el paso de un estado de equilibrio a otro estado de equilibrio. Del estado inicial al estado final también puede llegarse gradualmente a través de pasos intermedios. Con este método se describen a continuación los procesos termodinámicos en el motor Stirling (Deicher & Patrick, 2011).

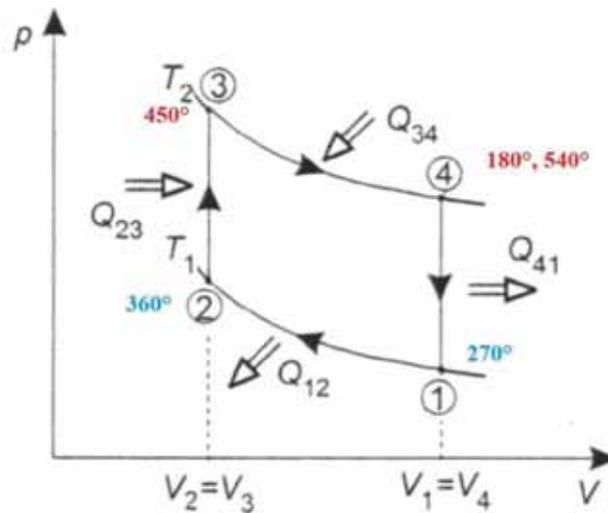


Figura 2.5. Diagrama p-V del ciclo Stirling Ideal (Deicher & Patrick, 2011) Modificado.

Durante una revolución del motor térmico, se desarrolla el siguiente proceso termodinámico ideal que se muestra en la Figura 2.5. Comencemos con la fase 1 del proceso, cuando el pistón de trabajo se ubica en el punto de inversión inferior ($V = V_2$) Fig. 2.6. (Deicher & Patrick, 2011).

1. Expansión isotérmica (3-4):

Al aportar la cantidad de calor Q_{34} , el gas se expande en forma isotérmica del volumen V_2 al V_1 (Figura 2.6 a). La presión dentro del cilindro se reduce de acuerdo con la ecuación 2.1. Dado que con cambios de estado isotérmicos no cambia la energía interna U del sistema ($dU = 0$), del primer principio de la termodinámica resulta $dW = -dQ$, vale decir, el calor aportado se convierte completamente en trabajo mecánico. De la ecuación 2.3 se obtiene:

$$W_{34} = \int_{V_2}^{V_1} dW = n * R * T_1 * \ln \frac{V_1}{V_2} = Q_{34} \quad (2.4)$$

2. Enfriamiento isocórico (4-1):

El pistón de trabajo se ubica en el punto de inversión superior ($V = V_1 = V_4$). Ahora, el desplazador se aleja del pistón (Figura 2.6 b) y el gas caliente fluye a través del regenerador "frío" a la zona enfriada inferior del cilindro. En ello, el gas es enfriado (por el regenerador) de la temperatura T_2 a la temperatura T_1 y reduce su energía interna en $\delta U_{41} = C_{vc} \cdot (T_2 - T_1)$. Dado que en cambios de estado isocóricos no se realiza trabajo mecánico ($W_{23} = 0$), se obtiene del primer principio que el calor $Q_{41} = \delta U_{41}$ se transfiere al regenerador calentándolo y luego vuelve a quedar disponible para el calentamiento isocórico del gas. (Por decirlo así, sin regenerador, el Q_{41} se "derrocharía" entregándolo al agua refrigerante).

$$Q_{41} = -m * C_{vc} * (T_e - T_c) \text{ [Joules]} \quad (2.5)$$

3. Compresión isotérmica (1-2):

Mediante el volante, el pistón de trabajo vuelve al punto de inversión inferior (Figura 2.6 c). En ello, el gas en la parte "fría" del cilindro se comprime a temperatura T_1 pasando del volumen V_1 al volumen V_2 . En ello, aumenta la presión del gas de acuerdo con la ecuación 2.1. El trabajo mecánico realizado por el volante se entrega en este proceso al refrigerante como calor Q_{12} .

$$W_{12} = \int_{V_1}^{V_2} dW = n * R * T_1 * \ln \frac{V_2}{V_1} = -Q_{12} \quad (2.6)$$

4. Calentamiento isocórico (2-3):

El pistón de trabajo se ubica en el punto de inversión inferior ($V = V_2 = V_3$). Ahora, el desplazador se acerca al pistón (Figura 2.6 d), y el gas frío fluye a través del regenerador "caliente" a la zona calentada superior del cilindro. En ello, el gas es calentado (por el regenerador) de la temperatura T_1 a la temperatura T_2 y aumenta su energía interna en $\delta U_{23} = C_{ve} \cdot (T_2 - T_1)$. El calor requerido para ello $Q_{23} = \delta U_{23}$ es extraído del regenerador y éste vuelve a enfriarse. (Sin regenerador, el Q_{23} tendría que ser compensado por la fuente de calor).

$$Q_{23} = m * C_{ve} * (T_e - T_c) \text{ [Joules]} \quad (2.7)$$

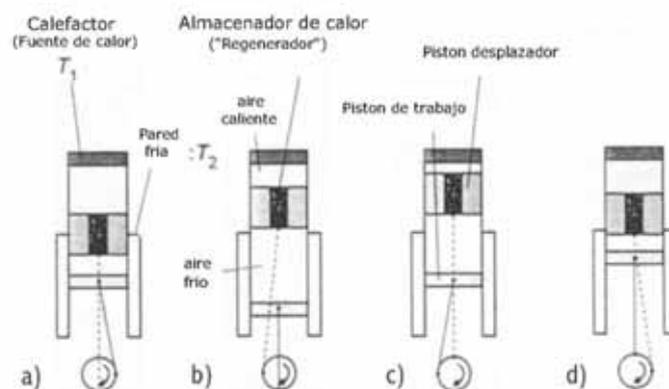


Figura 2.6. Posiciones del pistón con a) expansión isotérmica, b) enfriamiento isocórico, c) compresión isotérmica y d) calentamiento isocórico del gas de trabajo. (Deicher & Patrick, 2011)

Al final, se realizó el siguiente trabajo neto:

$$W = W_{12} + W_{34} \quad (2.8)$$

Gráficamente, este trabajo corresponde al área encerrada por las dos líneas isocóricas e isotérmicas de la Figura 2.5. La eficiencia térmica ideal de este proceso Stirling está definido por la relación entre la energía convertida, con una revolución, en trabajo mecánico $\oint p dV$ y el total de la energía térmica invertida, vale decir, Q_{34} . Si se consideran las ecuaciones 2.4 y 2.6,

resulta

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{Q_e} = \frac{Q_e - Q_c}{Q_e} = 1 - \frac{Q_c}{Q_e} \quad (2.9)$$

En términos muy generales, para el trabajo neto de ciclos rige lo siguiente: si la curva es recorrida en sentido horario (máquina térmica motriz), el sistema entrega trabajo ($W < 0$). En el sentido contrario (máquina de refrigeración o bomba de calor), se absorbe trabajo ($W > 0$).

2.2.3.1. Fuerza del Gas (Aire Caliente)

La forma y magnitud de esta curva de explosión (en este caso, la fuerza del gas) varía con el diseño del motor, ciclo de funcionamiento, combustible utilizado, velocidad de operación y otros factores relacionados con la termodinámica del sistema (Norton, 2007).

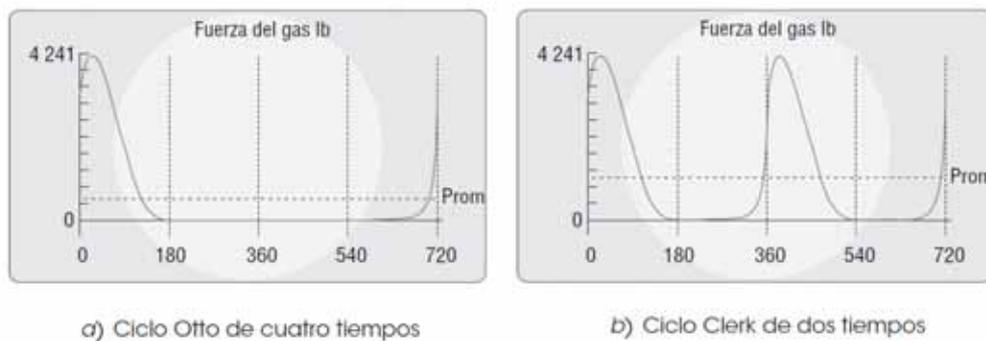


Figura 2.7. Funciones de la fuerza del gas en motores de ciclos de dos y cuatro tiempos. (Norton, 2007).

La curva de fuerza de gas, resulta de la función de presión de gas.

2.2.3.1.1. Modelos termodinámicos

Ahora resumiré los métodos de cálculo de motores Stirling basados en el comportamiento termodinámico de los mismos. Los modelos que caracterizan un motor Stirling se clasifican en: correlaciones empíricas y modelos numéricos. Los primeros nos proporcionan una ecuación cerrada basada en datos experimentales aplicable en un rango de parámetros (intervalo de temperatura, presión, etc.). En cambio los segundos son modelos matemáticos basados en leyes físicas: conservación de masa, energía y cantidad de movimiento, aplicables en función del modelo elegido (Santos Ráez, 2015).

Modelos de Primer Orden (modelos de aproximación)

Son procedimientos fundamentados en la ley de conservación de masa donde se asume un proceso ideal, sin pérdidas o irreversibilidades (en este caso el gas contenido se encuentra a la misma temperatura que la pared del motor, en su parte fría y caliente respectivamente). Se utilizan en una etapa inicial para estimar la potencia y eficiencia del motor, basándose en características geométricas y constructivas del mismo. Es el método más ampliamente reconocido, se encuentra el **análisis de Schmidt** (1871), publicado por Martini (1980) y por David Berchowitz e Israel Urieli en su libro “Stirling Cycle Engine Analysis” (1984). **El análisis de Schmidt es un modelo isoterma**, asumiendo eficiencia del 100% en los procesos de transferencia de calor, a través del cual se obtiene el diagrama p-V para un ciclo Stirling ideal con eficiencia equivalente a la máquina de Carnot. Inicialmente se realiza este tipo de análisis, y posteriormente se estima las pérdidas en cada volumen de trabajo del motor, especialmente las pérdidas por transferencia de calor y por caídas de presión, y restárselas a la potencia estimada por Schmidt (Santos Ráez, 2015).

Modelos de Segundo Orden (modelos desacoplados)

Se divide el motor volúmenes de control y se aplica a cada uno de ellos los principios de conservación de masa y energía. Se obtienen pérdidas de forma independiente en cada cámara del motor (caídas de presión, pérdidas por transmisión de calor, etc.). Las pérdidas que se estudian se basan en: la fricción, tanto mecánica, como en el fluido de trabajo a su paso por el interior del motor; por transferencia de calor, en los cilindros; y fugas, de gas a través de las juntas (Santos Ráez, 2015).

Modelos de Tercer Orden (análisis nodal)

El motor térmico es dividido en volúmenes de control, a los que se les aplica los principios de continuidad, conservación de energía y momento lineal. En el análisis asumen las interacciones existentes entre un volumen y el que está a su alrededor. Por ello se requiere, que además de aplicar las leyes de conservación de masa y energía, se cumpla la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento (Santos Ráez, 2015).

ANÁLISIS NUMÉRICO DE PRIMER ORDEN: MÉTODO DE SCHMIDT

Después de 55 años desde la invención del motor Stirling, en el año 1871, Gustav Schmidt (Instituto Politécnico Alemán de Praga) realizó un estudio del ciclo del motor denominado “Análisis Clásico”, que se aplica a los tres tipos de configuraciones constructivas: Alfa, Beta y Gamma. Quien describió un procedimiento para resolver analíticamente el sistema de ecuaciones del modelo isoterma, para el caso en el que las variaciones de volumen, en las cámaras de compresión y expansión del motor, fueran sinusoidales con respecto al ángulo de giro de la manivela (θ), con un ángulo de desfase (α) entre ambos pistones según muestra la Fig. 2.8. De esta forma, se puede expresar la presión (p) en función del ángulo de manivela (θ) y así llegar a una solución cerrada para calcular del trabajo realizado por el motor a lo largo de un ciclo (W_{ci}), y por tanto, para unas revoluciones dadas, estimar la potencia teórica desarrollada por el motor en estudio (Santos Ráez, 2015).

Este análisis descrito por Schmidt es el método más simple y útil durante el desarrollo de la máquina Stirling, se basa en la expansión y compresión isotérmica de un gas ideal, este método se ha convertido en el análisis clásico y punto de partida para el estudio de los motores de ciclo Stirling (Miranda Morales, 2008).

A continuación se detallan las premisas que Schmidt asumió en su análisis del ciclo Stirling:

- Todos los procesos son reversibles.
- El proceso de regeneración es perfecto.
- El fluido de trabajo obedece la Ley de los Gases Perfectos:

$$pV = nRT$$

Donde p es la presión instantánea, V el volumen de gas, n el número de moles de gas, R la constante universal de los gases ideales y T la temperatura absoluta.

- La masa del fluido de trabajo es constante, no hay fugas en el sistema.
- La variación de volumen en el espacio de trabajo es sinusoidal.
- No hay gradiente de temperatura en el intercambiador de calor. (E, no existe en el módulo).
- Las temperaturas de la pared del cilindro y del pistón son constantes.
- La velocidad de giro del motor es constante.
- Se establecen condiciones de estado estacionario.
- No hay pérdidas de flujo y, por tanto, no hay pérdidas de presión.
- La temperatura en el espacio de calentamiento o expansión es isoterma, T_e .

- La temperatura en el espacio de enfriamiento o compresión es isoterma, T_c .
- La temperatura en el regenerador es T_r . (\mathcal{E} , no existe en el módulo).

Por tanto, los parámetros de entrada para el cálculo son:

- V_e – Volumen barrido por el pistón desplazador.
- V_{de} – Volumen muerto de la zona de expansión.
- V_{dxe} – Volumen del intercambiador de la zona de expansión. (\mathcal{E} , no existe en el módulo).
- V_r – Volumen del regenerador (\mathcal{E} , no existe en el módulo).
- V_{dxc} – Volumen del intercambiador de la zona de compresión (\mathcal{E} , no existe en el módulo).
- V_{dc} – Volumen muerto del espacio de compresión.
- V_c – Volumen barrido por el pistón de potencia.
- T_e – Temperatura del foco caliente.
- T_c – Temperatura del foco frío.

Estas suposiciones permiten generar una expresión simple para calcular la presión del fluido de trabajo en función de las variaciones del volumen.

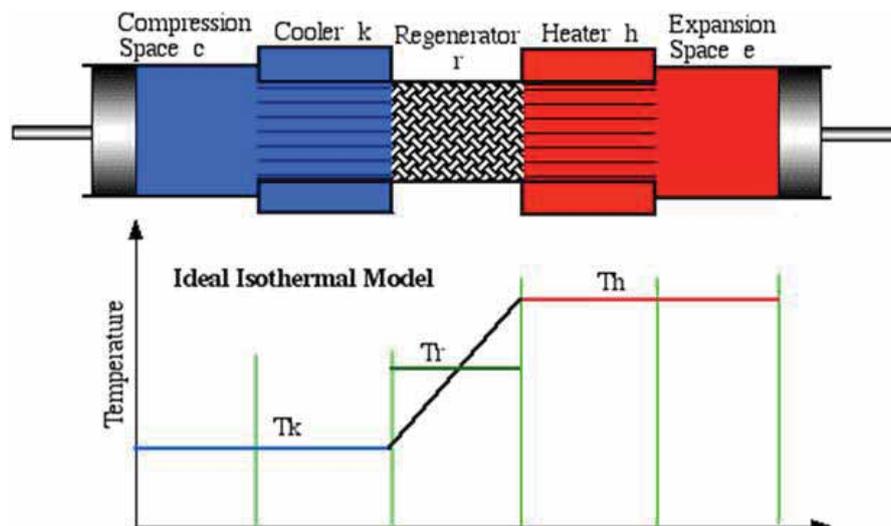


Figura 2.8. Modelo Isoterma: Distribución de volúmenes en el motor. (Santos Ráez, 2015).

(De la figura: $T_k = T_c$ y $T_h = T_e$).

Asumiendo las variaciones de volumen:

$$V_c(\theta) = 0.5 * V_c * (1 + \cos(t2)) \quad (2.10)$$

$$V_e(\theta) = 0.5 * V_e * (1 + \cos(t2 + 90)) \quad (2.11)$$

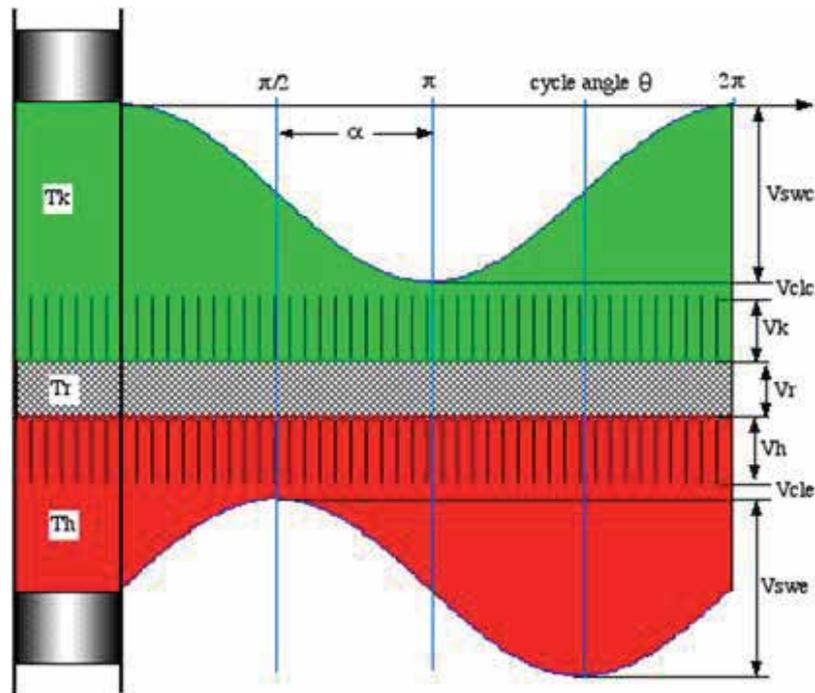


Figura 2.9. Variación del volumen. (Santos Ráez, 2015).

Considerando la Ley de Conservación de Masa y la hipótesis de gas ideal, en cualquier instante de funcionamiento del motor a una presión determinada (p), la masa total de fluido de trabajo (M) en el motor se expresa como:

$$P = \frac{m(gas) * R}{\left[\frac{V_e(\theta) + V_{de}}{T_e} + \frac{V_r * \ln(Nt)}{T_c * (Nt - 1)} + \frac{V_c(\theta) + V_{dc}}{T_c} \right]} \quad (2.12)$$

En caso de incluir un regenerador, la temperatura de este, se considera una variación lineal entre T_e , en su extremo más cercano al intercambiador en la zona de expansión, y T_c en la zona próxima al intercambiador de compresión. En un motor real, la temperatura del regenerador va oscilando entre T_e y T_c , conforme va siendo atravesado por gas caliente y frío. Además:

$$m(gas) = \frac{V_{max} * P_{med}}{R * T_c} \quad (2.13)$$

La masa de gas de trabajo se puede calcular a partir de la ecuación de estado, usando las condiciones iniciales del motor. Donde P_{med} es la presión absoluta del motor estático (una atmósfera para motores no presurizados), V_{max} es el volumen máximo dado por la ecuación ($V_{max} = V_t(180)$) en el caso del motor beta) y T_c es la temperatura absoluta de la habitación, es decir, la temperatura a la cual el motor fue presurizado por primera vez (Egas & Clucas, 2018).

Una vez obtenida la presión en función del ángulo de rotación del motor, el trabajo por ciclo, se obtiene integrando el producto de la función de presión por el volumen disponible para cada ángulo (dV); Es decir:

El trabajo hecho por el sistema sobre un ciclo completo esta dado respectivamente por la integral cíclica de $p dV$

$$W = W_e + W_c = \int p dV_c + \int p dV_e = \int p \left(\frac{dV_e}{d\theta} + \frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta \quad (2.14)$$

Donde el ángulo de manivela es (θ).

Del análisis de Schmidt que asume la misma eficiencia que la máquina de Carnot, así como la hipótesis isoterma en las cámaras de expansión y compresión. Por tanto,

- Q_e será el calor aportado al ciclo a temperatura T_e , y
- Q_c el calor cedido por el ciclo a temperatura T_c

Tabla 2.1. *Sistema de ecuaciones*

$Q_e = W_e = \int \left(p \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta$ $Q_c = W_c = \int \left(p \frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta$	Calor Transferido
$W = W_c + W_e$	Trabajo Efectuado
$\eta = \frac{w}{Q_e}$	Eficiencia

Nota: Ecuaciones de trabajos y eficiencia (Miranda Morales, 2008).

Este análisis termodinámico clásico, donde el ciclo del motor Stirling se divide en 4 procesos, expansión isotérmica, remoción de calor isométrica al regenerador, compresión isotérmica y absorción de calor isométrica del regenerador. El análisis da lugar a ecuaciones de trabajo y eficiencia del ciclo del motor Stirling como:

$$W = mR(T_H - T_L) \ln(V_r),$$

$$\eta = 1 - \frac{T_H}{T_L},$$

Donde:

- m y R son respectivamente la masa y la constante de gas del gas de trabajo.
- T_H y T_L son respectivamente las temperaturas en los extremos caliente y frío del motor, y.
- V_r es la relación de compresión del motor.

Ambas ecuaciones son simples y, sin embargo, potentes porque indican las direcciones para mejorar el trabajo y la eficiencia del motor Stirling.

En la primera ecuación indica que el trabajo de un motor Stirling puede aumentarse cargando el motor (aumentando m), utilizando hidrógeno o helio como gas de trabajo (alto R), aumentando la diferencia de temperatura entre los extremos caliente y frío, o aumentando la compresión del motor proporción.

En la primera ecuación el único parámetro geométrico es la relación de compresión V_r . En un motor Stirling real, este parámetro está realmente determinado por la combinación de una serie de parámetros geométricos, tales como las carreras del desplazador y el pistón de potencia, los radios del desplazador y el pistón de potencia, y la longitud del desplazador.

En la segunda ecuación afirma que la eficiencia del motor se puede mejorar simplemente aumentando la diferencia de temperatura entre los extremos caliente y frío.

Sin embargo, el análisis termodinámico no puede predecir ninguna cantidad con respecto a la velocidad, como la velocidad de transferencia de potencia o calor, del motor, ya que solo trata con los estados de equilibrio. Dado que el calor se transfiere dentro o fuera de un motor Stirling a través de las paredes del motor, la cantidad de calor involucrada en un ciclo del motor es dictada por las tasas de transferencia de calor en estas paredes. Por lo tanto, algunos parámetros de "tasa" son cruciales para una predicción precisa del rendimiento del motor. Para predecir tales cantidades, se requieren métodos más sofisticados que involucren la tasa de cambio (Chen et al., 2015).

2.2.4. Dinámica De Motores

2.2.4.1. Mecanismo biela-manivela Corredera

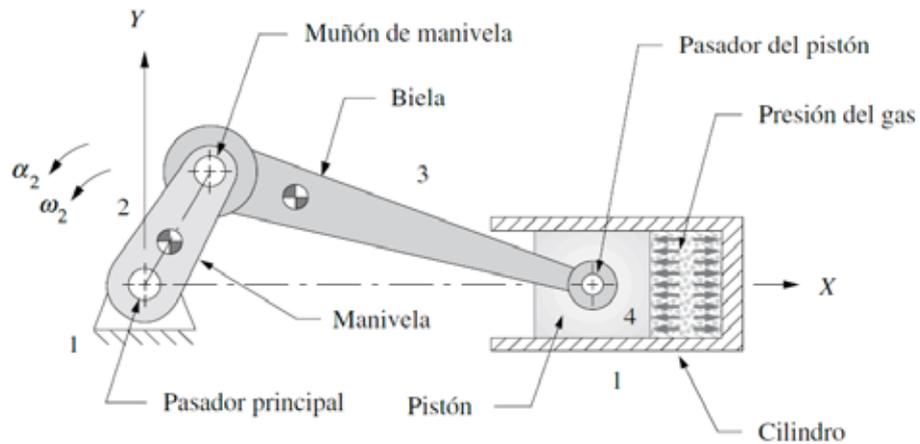


Figura 2.10. Mecanismo de manivela-corredera (Norton, 2007)

Este mecanismo usado ampliamente, encuentra su mayor aplicación en el motor de combustión interna. La virtud de este mecanismo es transformar un movimiento lineal a un movimiento rotativo o viceversa.

Números complejos

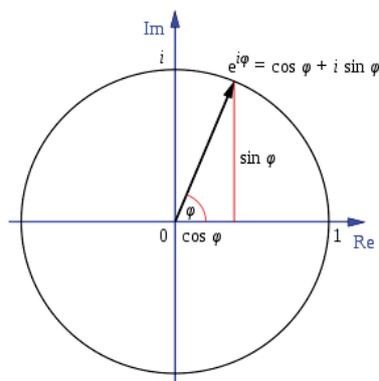
$$e^x = \lim_{n \rightarrow \infty} \left(1 + \frac{x}{n}\right)^n \quad (2.15)$$

Identidad de Euler

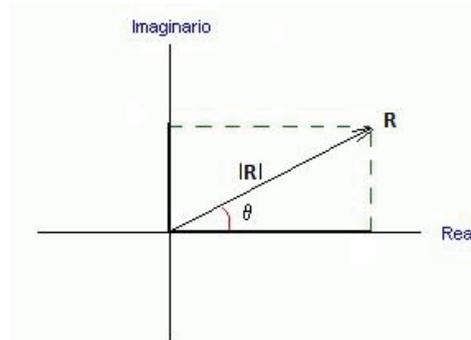
La fórmula o relación de Euler, atribuida a Leonard Euler, establece que:

$$e^{ix} = \cos x + i \sin x \quad (2.16)$$

Que se demuestra con las series de Taylor.



Números complejos en forma de vectores



$$e^{i\theta} = \cos \theta + i \sin \theta$$

$Re^{i\theta}$: Forma polar

$Re^{i\theta} = \cos \theta + iR \sin \theta$: Forma cartesiana

La posición la definimos con:

$$\mathbf{R}_A = R_A e^{i\theta_A}$$

Usando la ecuación de Euler:

$$\mathbf{R}_A = R_A \cos \theta_A + i R_A \sin \theta_A$$

La velocidad absoluta lineal de un punto es la velocidad de cambio del vector posición del punto A respecto a tiempo.

$$\mathbf{V}_A = \frac{d\mathbf{R}_A}{dt} \text{ o en forma polar } \mathbf{V}_A = i R_A \frac{d\theta_A}{dt} e^{i\theta_A} = R_A \omega_2 i e^{i\theta_A} = i \mathbf{R}_A \omega_2$$

En forma cartesiana:

$$\mathbf{V}_A = i R_A (-\sin \theta_A) \frac{d\theta_A}{dt} + i R_A (\cos \theta_A) \frac{d\theta_A}{dt} = R_A \omega_2 (-\sin \theta_A + i \cos \theta_A)$$

$$\mathbf{V}_A = R_A \omega_2 (-\sin \theta_A + i \cos \theta_A) \dots$$

El valor escalar de la velocidad es el radio R_A multiplicado por la velocidad angular ω_2 , mientras que la dirección está a 90° del vector de posición $e^{i\theta_A}$ en el mismo sentido que ω_2 . La notación seguida al usar números complejos implica que las rotaciones anti horarias son positivas; entonces, ω_2 es positiva y por tanto la velocidad \mathbf{V}_A .

Al derivar la ecuación de la velocidad obtenemos:

$$\mathbf{V}_A = R_A \omega_2 i e^{i\theta_A}$$

$$\mathbf{A}_A = \frac{d(R_A \omega_2 i e^{i\theta_A})}{dt} = i R_A (\omega_2 e^{i\theta_A} \frac{d\theta_A}{dt} + e^{i\theta_A} \frac{d\omega_2}{dt})$$

$$\mathbf{A}_A = R_A \alpha_2 i e^{i\theta_A} - R_A \omega_2^2 e^{i\theta_A}$$

$$\mathbf{A}_A = R_A (\alpha_2 i - \omega_2^2) e^{i\theta_A}$$

Al sustituir la identidad de Euler se obtiene las componentes reales e imaginarias.

$$\mathbf{A}_A = R_A \alpha_2 (-\sin \theta_A + i \cos \theta_A) - R_A \omega_2^2 (i \sin \theta_A + \cos \theta_A) = \mathbf{A}_T + \mathbf{A}_n$$

$$\mathbf{A}_T = R_A \alpha_2 (-\sin \theta_A + i \cos \theta_A); \text{ representa la } \textit{aceleración tangencial}$$

$$\mathbf{A}_n = -R_A \omega_2^2 (i \sin \theta_A + \cos \theta_A); \text{ representa la } \textit{aceleración normal}$$

Un componente tiene una magnitud de $R_A \alpha_2$ y una dirección tangente a la trayectoria de A en el sentido de la velocidad angular. Este componente se llama **aceleración tangencial** y su presencia se debe solamente a la razón de cambio de velocidad angular. El otro componente tiene una magnitud de $R_A \omega_2^2$ y debido a su signo menos, una dirección opuesta a la del vector de posición original \mathbf{R}_A . Este componente siempre señala hacia el centro de rotación porque R_A y ω_2^2 son siempre positivas, se llama **aceleración normal**, y se presenta debido a la dirección cambiante del vector velocidad.

Determinación de raíces multidimensionales

El método de Newton unidimensional es fácil de ampliar a conjuntos de ecuaciones no lineales, múltiples y simultáneas, por ello se denomina método de Newton-Raphson. En primer lugar se generaliza la expresión desarrollada para el caso unidimensional.

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)}$$

$$x_{n+1} - x_n = \Delta x = -\frac{f(x_n)}{f'(x_n)}$$

$$f'(x_n) \Delta x = -f(x_n)$$

En este caso, se introduce el término Δx , el cual se aproximara a cero a medida que converge hacia la solución. El término Δx en lugar de $f(x_n)$ será probado contra una tolerancia

seleccionada en este caso. Esta ecuación evita la operación de división, la cual es aceptable en una ecuación escalar, pero imposible con una ecuación matricial.

Un problema multidimensional tendrá un conjunto de ecuaciones de la forma.

$$B = \begin{bmatrix} f1(x_1, x_2, x_3 \dots x_n) \\ f2(x_1, x_2, x_3 \dots x_n) \\ fn(x_1, x_2, x_3 \dots x_n) \end{bmatrix}$$

Donde el conjunto de ecuaciones constituye un vector, llamado B.

Se requiere derivadas parciales para obtener términos de pendientes.

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\partial f1}{\partial x_1} & \frac{\partial f1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f1}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial fn}{\partial x_1} & \frac{\partial fn}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial fn}{\partial x_n} \end{bmatrix}$$

Los cuales forman la matriz Jacobiana del sistema.

Los términos de error también son un vector, llamado X

$$X = \begin{bmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \\ \Delta x_n \end{bmatrix}$$

Se convierte entonces en una ecuación matricial en el caso multidimensional

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial f1}{\partial x_1} & \frac{\partial f1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f1}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial fn}{\partial x_1} & \frac{\partial fn}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial fn}{\partial x_n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \\ \Delta x_n \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} f1(x_1, x_2, x_3 \dots x_n) \\ f2(x_1, x_2, x_3 \dots x_n) \\ fn(x_1, x_2, x_3 \dots x_n) \end{bmatrix}$$

$$[A] [X] = -[B]$$

$$[X] = -[B][A]^{-1}$$

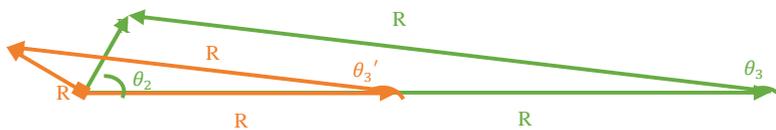
Con esto podremos obtener soluciones de posicionamiento de mecanismos.

2.2.4.1.1. Análisis de posicionamiento



Figura 2.11. Diagrama de lazo vectorial del Motor Stirling tipo beta (Fuente propia)

En la figura 2.11 se muestra el mecanismo usado en el motor Stirling tipo beta en una posición de 60° de la barra 2 del mecanismo del pistón de potencia.



Lazo vectorial de mecanismos

La variable independiente es θ_2 y esta regida por el movimiento rotativo que pudiera dar el motor térmico, por eso lo llamamos portador de energía. Para resolver esta ecuación introducimos a Euler de la siguiente manera:

$$ae^{i\theta} = a(\cos \theta + i \sin \theta)$$

Y completamos la ecuación, podemos separar la parte real de la imaginaria:

Lazos vectoriales correspondientes al mecanismo

$$R_2 - R_3 - R_1 = 0$$

$$a - b - d = 0$$

$$ae^{i\theta_2} - be^{i\theta_3} - de^{i\theta_1} = 0$$

$$f_1 = a \cos \theta_2 - b \cos \theta_3 - d = 0$$

$$f_2 = a \sin \theta_2 - b \sin \theta_3 = 0$$

$$R2' - R3' - R1' = 0$$

$$a2 - b2 - dm = 0$$

$$a2 e^{i(\theta_2 + \frac{\pi}{2})} - b2 e^{i\theta_3'} - dm e^{i\theta_1} = 0$$

$$f3 = a2 \cos(\theta_2 + \frac{\pi}{2}) - b2 \cos \theta_3' - dm = 0$$

$$f4 = a2 \sin(\theta_2 + \frac{\pi}{2}) - b2 \sin \theta_3' = 0$$

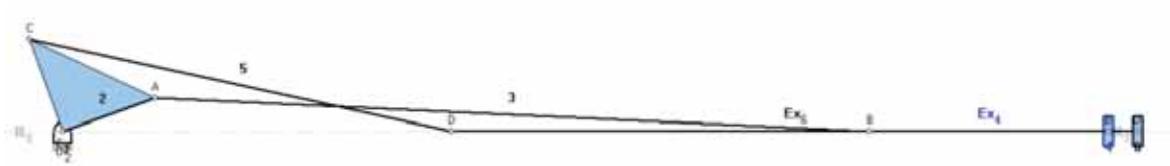


Figura 2.12. Daigramas de Mecanismos del Motor Stirling tipo beta (Fuente propia).

Tenemos cuatro sistemas de ecuaciones con cuatro incógnitas, $(\theta_3, d, \theta_3', dm)$ que lo resolveremos con métodos numéricos, donde:

El jacobiano del sistema:

$$A = \begin{bmatrix} b \sin \theta_3 & -1 & 0 & 0 \\ -b \cos \theta_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b2 \sin \theta_{31} & -1 \\ 0 & 0 & -b2 \cos \theta_{31} & 0 \end{bmatrix}$$

y,

$$B = \begin{bmatrix} -f1 \\ -f2 \\ -f3 \\ -f4 \end{bmatrix}$$

Realizamos el mismo procedimiento para la obtención de velocidades y aceleraciones, se verá más detalladamente en el capítulo de rediseño.

2.2.4.1.2. Cinemática del mecanismo de manivela-corredera

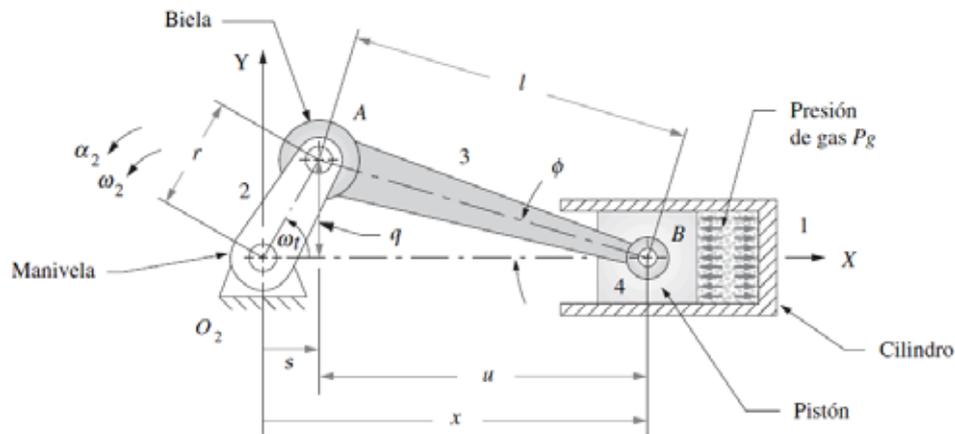


Figura 2.13. Geometría del mecanismo (Norton, 2007)

La simplicidad del mecanismo de manivela-corredera permite una aproximación directa en el análisis de la posición, velocidad y aceleración de su corredera, con sólo ecuaciones de trigonometría plana y escalares (Norton, 2007).

Sea r el radio de la manivela y l la longitud de la biela. El ángulo de la manivela es θ y el ángulo que forma la biela con el eje X es ϕ . Para cualquier velocidad angular constante de la manivela ω , el ángulo de ésta es $\theta = \omega t$.

La posición instantánea del pistón es x . Se construyen dos triángulos rectángulos r, q, s y l, q, u . Entonces, por geometría:

$$\begin{aligned}
 q &= r \operatorname{sen} \theta = l \operatorname{sen} \phi \\
 \theta &= \omega t \\
 \operatorname{sen} \phi &= \frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t \\
 s &= r \cos \omega t \\
 u &= l \cos \phi \\
 x &= s + u = r \cos \omega t + l \cos \phi \\
 \cos \phi &= \sqrt{1 - \operatorname{sen}^2 \phi} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2} \\
 x &= r \cos \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2}
 \end{aligned} \tag{2.17}$$

Es una expresión exacta para la posición de pistón x como función de r , l y ωt .

Ésta puede diferenciarse con respecto al tiempo para obtener expresiones exactas para la velocidad y aceleración del pistón. Para un análisis de estado permanente se supondrá que ω es constante.

$$\dot{x} = -r\omega \left[\text{sen } \omega t + \frac{r}{2l} \frac{\text{sen } 2\omega t}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^2}} \right]$$

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \left\{ \cos \omega t - \frac{r \left[l^2 (1 - 2 \cos^2 \omega t) - r^2 \text{sen}^4 \omega t \right]}{\left[l^2 - (r \text{sen } \omega t)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \right\}$$
(2.18)

Seguidamente se logra derivar una expresión más simple, que permite predecir más fácilmente los resultados de las decisiones de diseño (r/l) que implican estas variables. Empleando el teorema binomial para expandir el radical de la ecuación de la posición del pistón, para poner las ecuaciones de posición, velocidad y aceleración en formas aproximadas más simples que aclararán el comportamiento dinámico del mecanismo (Norton, 2007).

La forma general del teorema binomial es:

$$(a+b)^n = a^n + na^{n-1}b + \frac{n(n-1)}{2!}a^{n-2}b^2 + \frac{n(n-1)(n-2)}{3!}a^{n-3}b^3 + \dots$$

El radical de la ecuación de posición del pistón:

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^2} = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Donde, para la expansión binomial:

$$a = 1 \quad b = -\left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^2 \quad n = \frac{1}{2}$$

Se expande a:

$$1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^4 - \frac{1}{16} \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^6 + \dots$$

$$1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \text{sen}^2 \omega t + \left(\frac{r^4}{8l^4}\right) \text{sen}^4 \omega t - \left(\frac{r^6}{16l^6}\right) \text{sen}^6 \omega t + \dots$$

Cada término no constante contiene la relación manivela-biela $\frac{r}{l}$. De hecho, si $\frac{r}{l}$ se aproxima a 1, el pistón golpeará el pivote fijo O_2 antes de que la manivela complete su revolución. Si $\frac{r}{l}$ es tan grande como 1/2, no funcionará bien el mecanismo. El límite superior práctico de $\frac{r}{l}$ es aproximadamente de 1/3. La mayoría de los mecanismos de manivela-corredera tendrán esta

relación manivela-biela entre 1/3 y 1/5 para un funcionamiento uniforme (Norton, 2007). Si en la ecuación anterior se sustituye este límite superior práctico de $\frac{r}{l} = \frac{1}{3}$, se obtiene:

$$1 - \left(\frac{1}{18}\right) \text{sen}^2 \omega t + \left(\frac{1}{648}\right) \text{sen}^4 \omega t - \left(\frac{1}{11\,664}\right) \text{sen}^6 \omega t + \dots$$

$$1 - 0.05556 \text{sen}^2 \omega t + 0.00154 \text{sen}^4 \omega t - 0.00009 \text{sen}^6 \omega t + \dots$$

Eliminando todos los términos después del segundo. Al sustituir esta expresión aproximada para el radical de la ecuación, se obtiene una expresión aproximada para el desplazamiento del pistón con sólo un uno por ciento de error.

$$x \cong r \cos \omega t + l \left[1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \text{sen}^2 \omega t \right]$$

Al sustituir la identidad trigonométrica

$$\text{sen}^2 \omega t = \frac{1 - \cos 2\omega t}{2}$$

Al simplificar

$$x \cong l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \quad (2.19)$$

Al diferenciar para la velocidad del pistón (con ω constante):

$$\dot{x} \cong -r\omega \left(\text{sen} \omega t + \frac{r}{2l} \text{sen} 2\omega t \right) \quad (2.20)$$

Al diferenciar de nuevo para la aceleración (con ω constante):

$$\ddot{x} \cong -r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \quad (2.21)$$

El término $\cos \omega t$ se repite una vez por cada revolución de la manivela y se llama frecuencia fundamental de la componente primaria. La segunda armónica, $\cos 2\omega t$, se repite dos veces por cada revolución de la manivela y se llama componente secundaria. Las armónicas de orden superior se eliminaron cuando se suspendió la serie. La forma de la serie de Fourier de las expresiones del desplazamiento y sus derivadas permite ver las contribuciones relativas de las diversas componentes armónicas de las funciones. Este método es bastante valioso para cuando se intente balancear dinámicamente un diseño de motor (Norton, 2007).

2.2.4.1.3. Fuerza del gas y par de torsión

Sea F_g = fuerza de gas, P_g = presión de gas, A_p = área del pistón y B = diámetro interior del cilindro, la cual es igual al diámetro del pistón. Por tanto:

$$\mathbf{F}_g = -\frac{\pi}{4} P_g B^2 \hat{\mathbf{i}} \quad (2.22)$$

Este signo negativo se debe a la elección de la orientación del motor en el sistema coordinado de la figura 2.14. La presión de gas P_g en esta expresión es una función del ángulo de la manivela ωt y está definida por la termodinámica del motor.

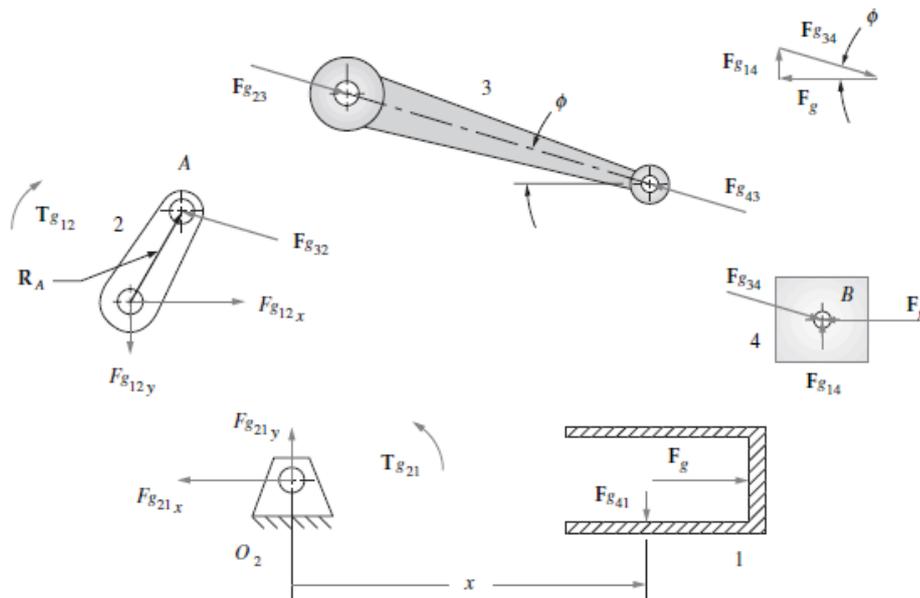


Figura 2.14. Diagrama de cuerpo libre. (Norton, 2007).

El par de torsión de gas mostrado en la figura 2.15 es debido a la fuerza del gas que actúa en un brazo de momento con respecto al centro de la manivela O_2 en la figura 2.14. Este brazo de momento varía desde cero hasta un máximo mientras gira la manivela. La forma de la curva de fuerza de gas es idéntica a la curva de la presión de gas y sólo difiere por un multiplicador constante que es el área del pistón A_p . (Norton, 2007).

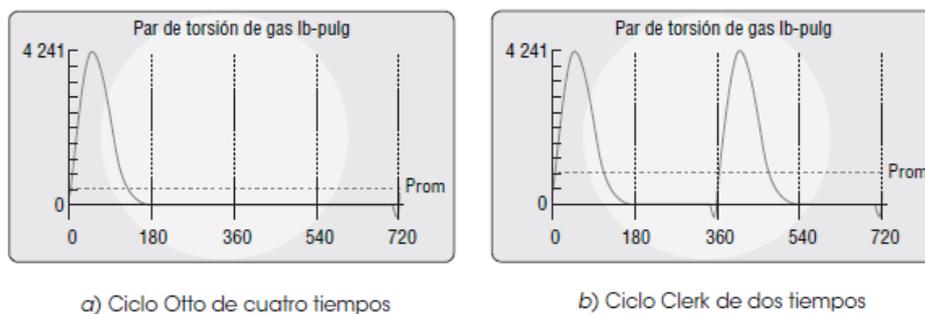


Figura 2.15. Par de torsión de gas en motores con ciclos de dos y cuatro tiempos.

El par de torsión motriz T_{g21} en el eslabón 2 generado por la fuerza de gas puede determinarse a partir del producto cruz del vector de posición al punto A y la fuerza en el punto A.

$$\mathbf{T}_{g21} = \mathbf{R}_A \times \mathbf{F}_{g32} \quad (2.23)$$

El diagrama de cuerpo libre del eslabón 1, mostrando el par de torsión en función de las fuerzas F_{g14} o F_{g41} , que actúan siempre perpendiculares al movimiento de la corredera (**omitir la fricción**), y la distancia x , que es el brazo de momento instantáneo con respecto a O_2 . Entonces el par de torsión de reacción T_{g12} que corresponde a la fuerza de gas que intenta oscilar el plano de la bancada es:

$$\mathbf{T}_{g12} = F_{g41} \cdot x \hat{\mathbf{k}} \quad (2.24)$$

Si alguna vez se ha intentado acelerar de golpe un motor de automóvil en marcha al trabajar en él, es probable haber observado que el motor se mueve hacia los lados al oscilar en sus apoyos por el par de torsión de reacción. El par de torsión motriz T_{g21} es el negativo de este par de torsión de reacción.

Al reemplazar con las anteriores ecuaciones, tenemos:

$$\mathbf{T}_{g21} = (F_g \tan \phi) \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \hat{\mathbf{k}} \quad (2.25)$$

Donde:

$$\tan \theta_3' = \tan \varphi$$

Y θ_3' Obtenemos del análisis de posicionamiento de mecanismos.

2.2.4.1.4. Masas equivalentes

En un análisis de fuerzas dinámicas completo en cualquier mecanismo es necesario conocer las propiedades geométricas como masa, centro de gravedad, momento de inercia de masa de los eslabones móviles. En el caso de este mecanismo de manivela-corredera, la manivela está en rotación pura y el pistón en traslación pura. Es posible diseñar la biela si se modela como dos masas puntuales concentradas, una en el pasador de la manivela y otra en el pasador del pistón, así podría determinarse cuáles son los movimientos de estas masas concentradas. La masa concentrada en A que estaría en rotación pura como parte de la manivela, y la masa concentrada en el punto B estaría en traslación pura como parte del pistón (Norton, 2007).

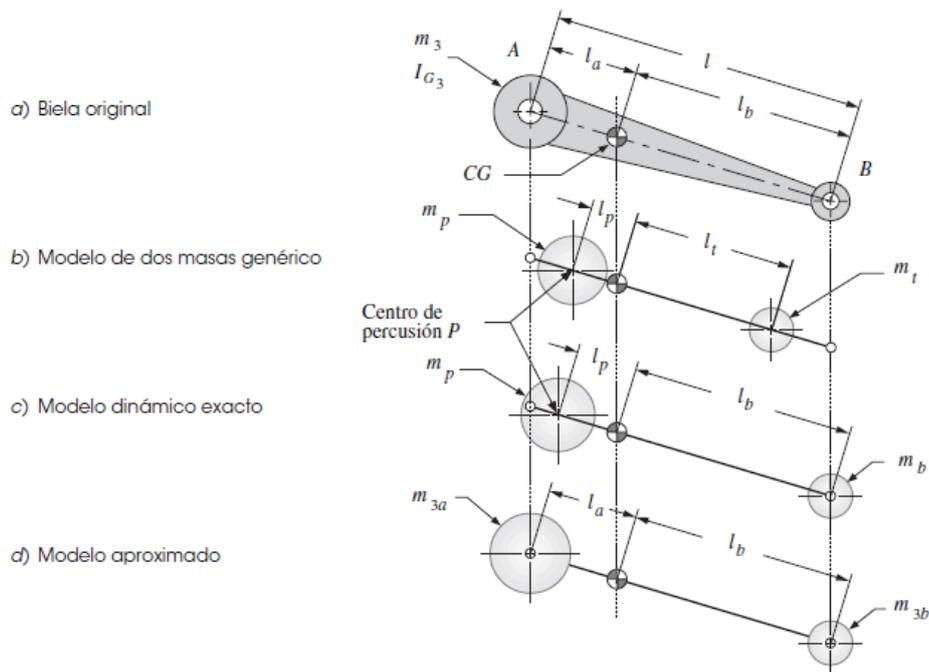


Figura 2.16. Modelo dinámico de masa concentrada de una biela (Norton, 2007).

Este modelo aproximado es adecuado para los cálculos de diseño iniciales. Se puede obtener información sobre las fuerzas dinámicas con la regla empírica al colocar dos tercios de la masa de la biela en el extremo del muñón de la manivela y un tercio en el extremo del pasador del pistón.

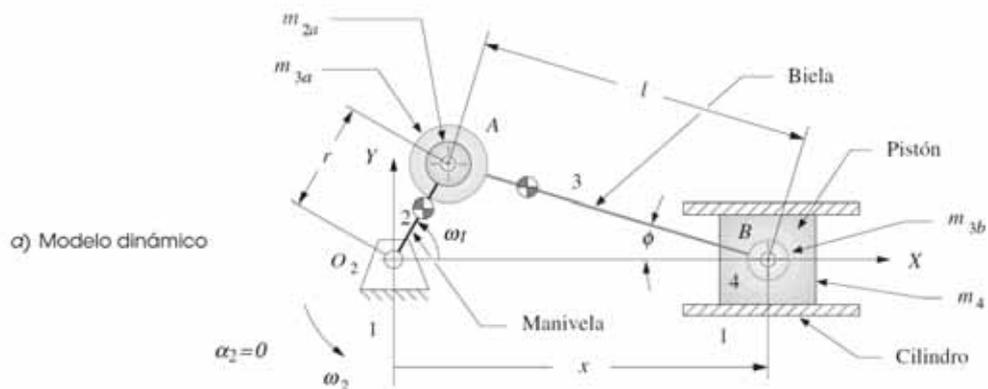


Figura 2.17. Modelo dinámico de masa concentrada. (Norton, 2007).

Para la manivela y el pistón se tiene que el muñón de la manivela, punto A, tiene dos masas concentradas en él, la masa equivalente de la manivela m_{2a} y la parte de la biela m_{3a} . Su suma es m_A . En el pasador de pistón, punto B, también se concentran dos masas, la masa del pistón m_4 y la parte restante de la masa de la biela m_{3b} . Su suma es m_B . Este modelo tiene masas que están en rotación pura (m_A) o en traslación pura (m_B), así que es fácil analizarlo dinámicamente.

$$\begin{aligned}
 m_A &= m_{2a} + m_{3a} \\
 m_B &= m_{3b} + m_4
 \end{aligned}
 \tag{2.26}$$

2.2.4.1.5. Fuerzas de inercia y de sacudimiento

La aceleración del punto A en rotación pura se obtiene al diferenciar dos veces el vector de posición RA, si supone una ω constante del cigüeñal, y se obtiene:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{R}_A &= r \cos \omega t \hat{\mathbf{i}} + r \sin \omega t \hat{\mathbf{j}} \\
 \mathbf{a}_A &= -r\omega^2 \cos \omega t \hat{\mathbf{i}} - r\omega^2 \sin \omega t \hat{\mathbf{j}}
 \end{aligned}
 \tag{2.27}$$

La fuerza de inercia total Fi es la suma de la fuerza centrífuga (de inercia) en el punto A y la fuerza de inercia en el punto B.

$$\mathbf{F}_i = -m_A \mathbf{a}_A - m_B \mathbf{a}_B
 \tag{2.28}$$

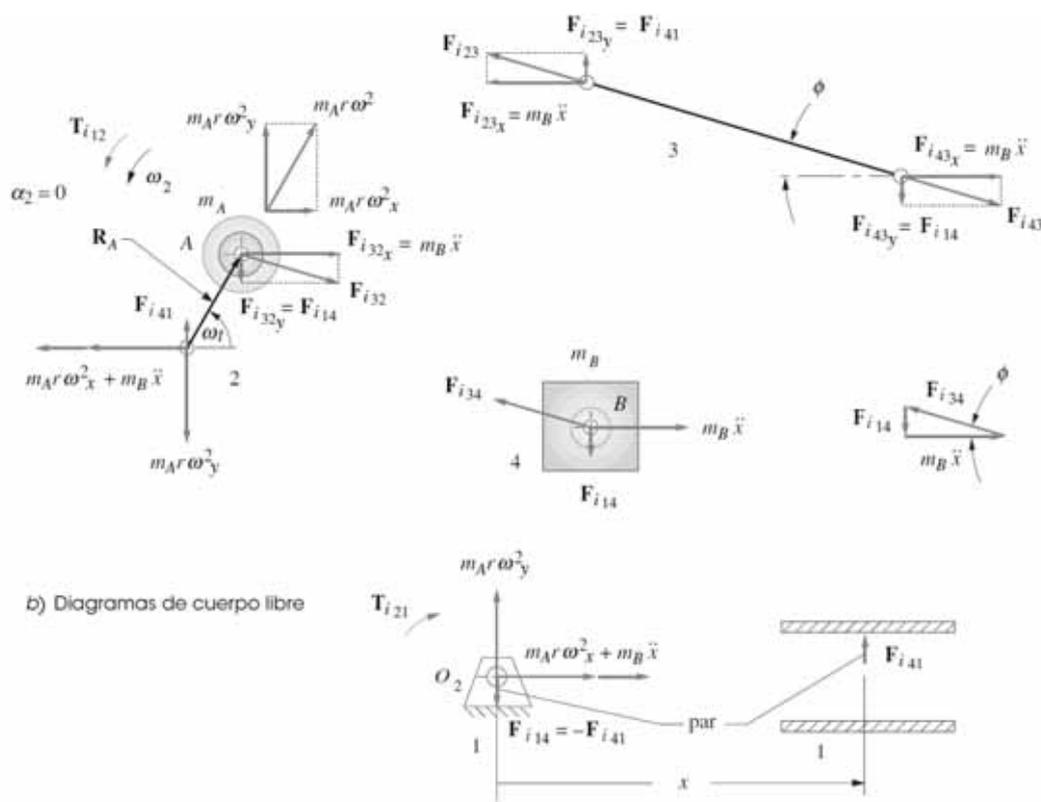


Figura 2.18. Modelo dinámico de masa concentrada del mecanismo de manivela-corredera (Norton, 2007).

Al descomponerlas en sus componentes x y y:

$$\begin{aligned}
 F_{ix} &= -m_A (-r\omega^2 \cos \omega t) - m_B \ddot{x} \\
 F_{iy} &= -m_A (-r\omega^2 \sin \omega t)
 \end{aligned}
 \tag{2.29}$$

Obsérvese que la aceleración del pistón sólo afecta a la componente x

$$\begin{aligned}
 F_{ix} &\cong -m_A(-r\omega^2 \cos \omega t) - m_B \left[-r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \right] \\
 F_{iy} &= -m_A(-r\omega^2 \sin \omega t)
 \end{aligned}
 \tag{2.30}$$

La fuerza de sacudimiento es la suma de todas las fuerzas que actúan en el plano de la bancada.

La fuerza de sacudimiento F_s es igual al negativo de la fuerza de inercia.

$$\mathbf{F}_s = -\mathbf{F}_i
 \tag{2.31}$$

Sólo las fuerzas de inercia y las fuerzas externas se perciben como fuerzas de sacudimiento. La fuerza de gas es una fuerza interna que se elimina dentro del mecanismo.

2.2.4.1.6. Pares de torsión de inercia y de sacudimiento

La fuerza de inercia en el punto A de la figura 2.18 tiene dos componentes: radial y tangencial. La componente radial no tiene brazo de momento. La componente tangencial tiene un brazo de momento de radio de manivela r . Si la ω de la manivela es constante, la masa en A no contribuirá al par de torsión de inercia. La fuerza de inercia en B tiene una componente no cero perpendicular a la pared de cilindro, excepto cuando el pistón está en el PMS o PMI. Como se hizo para el par de torsión de gas, puede expresarse el par de torsión de inercia en función del par $-F_{i41}$, F_{i41} cuyas fuerzas siempre son perpendiculares al movimiento de la corredera (si ignoramos la fricción) y de la distancia x , que es su brazo de momento instantáneo (Norton, 2007). El par de torsión de inercia es:

$$\mathbf{T}_{i21} = (F_{i41} \cdot x) \hat{\mathbf{k}} = (-F_{i14} \cdot x) \hat{\mathbf{k}}
 \tag{2.32}$$

Al sustituir variables:

$$\mathbf{T}_{i21} \cong -(-m_B \bar{x} \tan \phi) \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \hat{\mathbf{k}}
 \tag{2.33}$$

El par de torsión de sacudimiento es igual al par de torsión de inercia.

$$\mathbf{T}_s = \mathbf{T}_{i21}
 \tag{2.34}$$

La magnitud ideal del par de torsión de inercia es cero, ya que es parásita. Su valor promedio siempre es cero, así que no contribuye en nada al par de torsión motriz neto, sólo crea grandes oscilaciones positivas y negativas en el par de torsión total que incrementan la vibración y la aspereza (Norton, 2007).

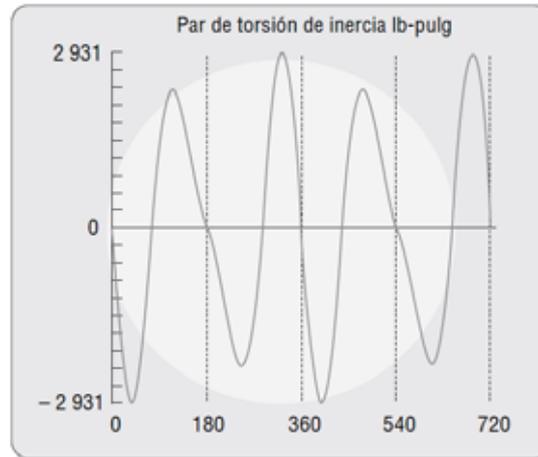


Figura 2.19. Par de torsión de inercia en el mecanismo manivela-corredera. (Norton, 2007).

2.2.4.1.7. Par de torsión total del motor

El par de torsión total del motor es la suma del par de torsión de gas y el par de torsión de inercia.

$$\mathbf{T}_{total} = \mathbf{T}_g + \mathbf{T}_i \quad (2.35)$$

El par de torsión de gas es menos sensible a la velocidad del motor que el par de torsión de inercia, el cual es una función de w^2 , así que las contribuciones relativas de ambas componentes al par de torsión total variarán con la velocidad del motor.

2.2.4.1.8. Fuerzas en los pasadores del motor

Además de calcular los efectos totales en el plano de la bancada de las fuerzas dinámicas presentes en el motor, también se requiere conocer las magnitudes de las fuerzas en las juntas de pasador.

Debe determinarse el efecto de cada componente debido a las diversas masas y fuerza de gas, y luego sustituirse para obtener la fuerza del pasador completo en cada junta.

Ya se utilizaron algunos subíndices para estas fuerzas, así que se conservarán y agregarán otros.

- La componente de la *fuerza de gas*, con el subíndice g, como en F_g .
- La *fuerza de inercia* debida a la *masa del pistón*, con el subíndice ip, como en F_{ip} .
- La *fuerza de inercia* debida a la *masa de la biela en el pasador del pistón*, con el subíndice iw, como en F_{iw} .
- La *fuerza de inercia* debida a la *masa de la biela en el pasador de manivela*, con el subíndice ic, como en F_{ic} .

- o La fuerza de inercia debida a la masa de la manivela en su pasador, con el subíndice ir, como en F_{ir} .

FUERZA DE INERCIA – MASA DEL PISTON (F_{ip})

La figura 2.21 muestra los diagramas de cuerpo libre de la fuerza de inercia F_{ipB} producida por la aceleración de la masa del pistón, m_4 . Estas componentes son:

$$\begin{aligned}
 F_{ipB} &= -m_4 a_B \hat{i} \\
 F_{ip14} &= -F_{ipB} \tan \phi \hat{j} = m_4 a_B \tan \phi \hat{j}
 \end{aligned}
 \tag{2.36}$$

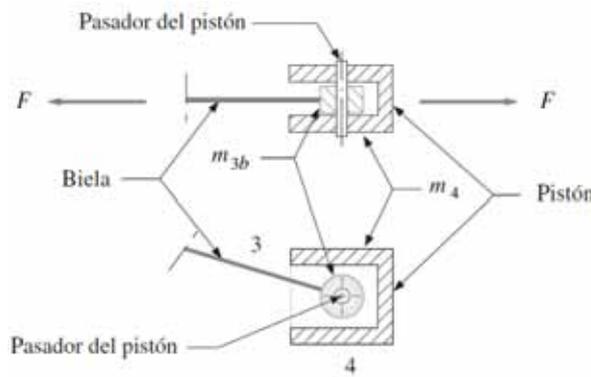


Figura 2.20. Fuerzas sobre un pasador de pivote. (Norton, 2007).

$$\begin{aligned}
 F_{ip34} &= -F_{ipB} - F_{ip14} = m_4 a_B \hat{i} - m_4 a_B \tan \phi \hat{j} \\
 F_{ip32} &= -F_{ip34} = -m_4 a_B \hat{i} + m_4 a_B \tan \phi \hat{j} \\
 F_{ip12} &= -F_{ip32} = F_{ip34}
 \end{aligned}
 \tag{2.37}$$

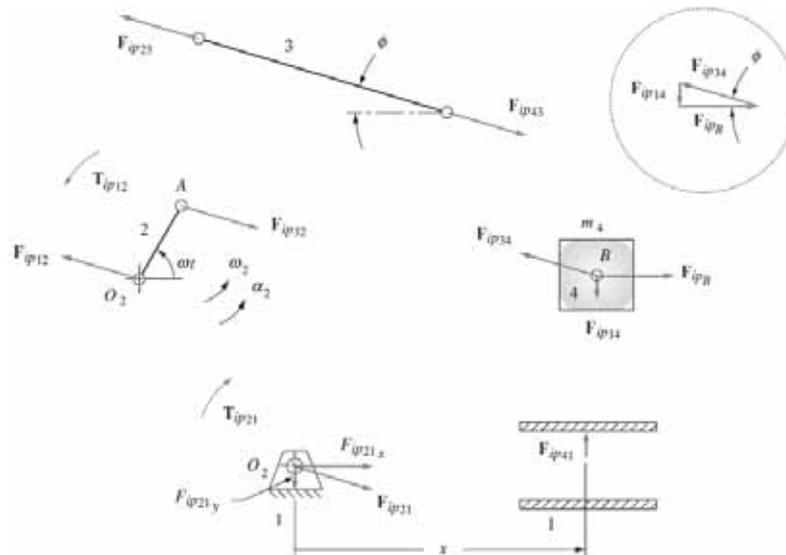


Figura 2.21. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas producidas por la masa del pistón (Norton, 2007).

FUERZA DE INERCIA – MASA DE LA BIELA EN EL PISTON (F_{iw})

La figura 2.22 muestra los diagramas de cuerpo libre de las fuerzas producidas por la aceleración de la masa de la biela localizada en el pasador del pistón, m_{3b} . Estas componentes son:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{iwB} &= -m_{3b}a_B\hat{\mathbf{i}} \\ \mathbf{F}_{iw34} = \mathbf{F}_{iw41} &= F_{iwB} \tan\phi \hat{\mathbf{j}} = -m_{3b}a_B \tan\phi \hat{\mathbf{j}} \end{aligned} \quad (2.38)$$

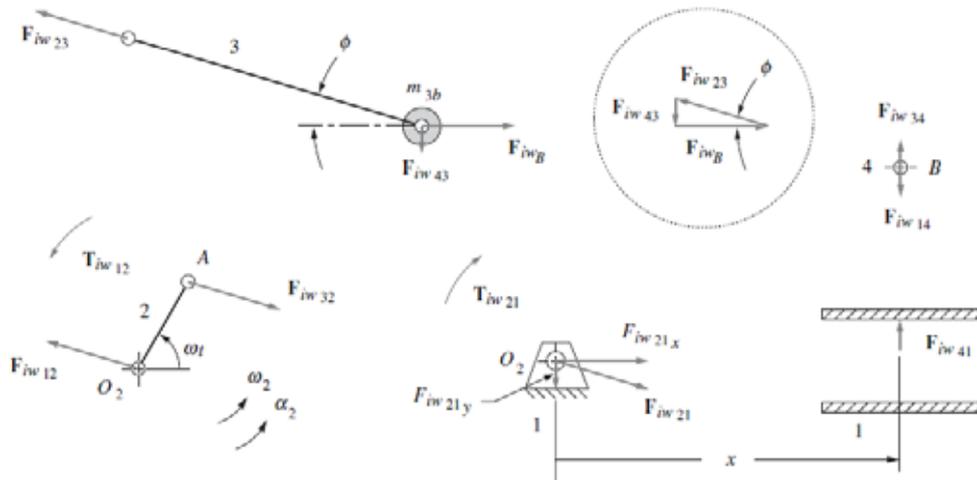


Figura 2.22. Diagramas de cuerpo libre de fuerzas producidas por la masa concentrada de la biela en el pasador del pistón. (Norton, 2007).

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{iw43} &= -\mathbf{F}_{iw34} = m_{3b}a_B \tan\phi \hat{\mathbf{j}} \\ \mathbf{F}_{iw23} &= -\mathbf{F}_{iwB} - \mathbf{F}_{iw43} = m_{3b}a_B \hat{\mathbf{i}} - m_{3b}a_B \tan\phi \hat{\mathbf{j}} \\ \mathbf{F}_{iw12} &= -\mathbf{F}_{iw32} = \mathbf{F}_{iw23} \end{aligned} \quad (2.39)$$

FUERZA DE INERCIA – MASA DE LA BIELA EN EL PASADOR DE LA MANIVELA (F_{ic})

La figura 2.23 muestra los diagramas de cuerpo libre de las fuerzas producidas por la aceleración de la masa de la biela localizada en el muñón de la manivela, m_{3a} . Esa componente es:

$$\mathbf{F}_{ic} = -\mathbf{F}_{ic12} = \mathbf{F}_{ic21} = -m_{3a}\mathbf{a}_A \quad (2.40)$$

Sustituyendo

$$\mathbf{F}_{ic21} = -\mathbf{F}_{ic12} = m_{3a}r\omega^2 (\cos\omega t \hat{\mathbf{i}} + \text{sen } \omega t \hat{\mathbf{j}}) \quad (2.41)$$

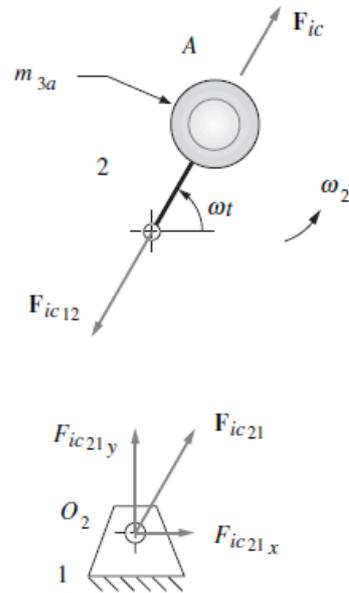


Figura 2.23. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas producidas por la masa de la biela en el muñón de la manivela (Norton, 2007).

FUERZA DE INERCIA – MASA DE LA MANIVELA EN SU PASADOR (F_{ir})

La figura 2.24 muestra los diagramas de cuerpo libre de la fuerzas producidas por la aceleración de la masa concentrada de la manivela en su muñón, m_{2a} . Éstas afectan sólo al pasador principal en O_2 . Esa componente es:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{ir} &= -\mathbf{F}_{ir12} = \mathbf{F}_{ir21} = -m_{2a} \mathbf{a}_A \\ \mathbf{F}_{ir21} &= m_{2a} r \omega^2 (\cos \omega t \hat{i} + \sin \omega t \hat{j}) \end{aligned} \quad (2.42)$$

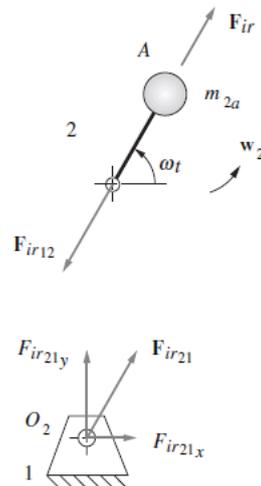


Figura 2.24. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas producidas por la masa de la manivela en su muñón (Norton, 2007).

Ahora es posible sumar las componentes de las fuerzas en cada junta de pasador. Para la fuerza F_{41} que ejerce el pistón en la pared del cilindro:

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{41} &= \mathbf{F}_{g41} + \mathbf{F}_{ip41} + \mathbf{F}_{iw41} \\
&= -F_g \tan \phi \hat{\mathbf{j}} - m_4 a_B \tan \phi \hat{\mathbf{j}} - m_{3b} a_B \tan \phi \hat{\mathbf{j}} \\
&= -[(m_4 + m_{3b}) a_B + F_g] \tan \phi \hat{\mathbf{j}}
\end{aligned} \tag{2.43}$$

La fuerza total \mathbf{F}_{34} en el pasador del pistón es:

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{34} &= \mathbf{F}_{g34} + \mathbf{F}_{ip34} + \mathbf{F}_{iw34} \\
&= (-F_g \hat{\mathbf{i}} - F_g \tan \phi \hat{\mathbf{j}}) + (m_4 a_B \hat{\mathbf{i}} - m_4 a_B \tan \phi \hat{\mathbf{j}}) + (-m_{3b} a_B \tan \phi \hat{\mathbf{j}}) \\
&= (-F_g + m_4 a_B) \hat{\mathbf{i}} - [F_g + (m_4 + m_{3b}) a_B] \tan \phi \hat{\mathbf{j}}
\end{aligned} \tag{2.44}$$

La fuerza total \mathbf{F}_{32} en el pasador de la manivela es:

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{32} &= \mathbf{F}_{g32} + \mathbf{F}_{ip32} + \mathbf{F}_{iw32} + \mathbf{F}_{ic32} \\
&= (F_g \hat{\mathbf{i}} + F_g \tan \phi \hat{\mathbf{j}}) + (-m_4 a_B \hat{\mathbf{i}} + m_4 a_B \tan \phi \hat{\mathbf{j}}) \\
&\quad + (-m_{3b} a_B \hat{\mathbf{i}} + m_{3b} a_B \tan \phi \hat{\mathbf{j}}) + [m_{3a} r \omega^2 (\cos \omega t \hat{\mathbf{i}} + \sin \omega t \hat{\mathbf{j}})] \\
&= [m_{3a} r \omega^2 \cos \omega t - (m_{3b} + m_4) a_B + F_g] \hat{\mathbf{i}} \\
&\quad + \{m_{3a} r \omega^2 \sin \omega t + [(m_{3b} + m_4) a_B + F_g] \tan \phi\} \hat{\mathbf{j}}
\end{aligned} \tag{2.45}$$

La fuerza total \mathbf{F}_{21} en el muñón principal es:

$$\mathbf{F}_{21} = \mathbf{F}_{32} + \mathbf{F}_{ir21} = \mathbf{F}_{32} + m_{2a} r \omega^2 (\cos \omega t \hat{\mathbf{i}} + \sin \omega t \hat{\mathbf{j}}) \tag{2.46}$$

Este procedimiento descrito utilizare para los dos mecanismos biela-manivela que existe en el motor Stirling tipo beta.

2.2.4.2. Volante de inercia

La gran variación de la aceleración en un mecanismo puede provocar oscilaciones significativas en el par de torsión requerido para impulsarlo a una velocidad constante o casi constante.

Los pares de torsión pico requeridos pueden ser tan altos por tanto se podría requerir un motor bastante grande para suministrarlos. Sin embargo, el par de torsión promedio a lo largo del ciclo, debido a pérdidas y al trabajo externo realizado, a menudo puede ser mucho menor que el par pico. Es necesario suavizar estas oscilaciones del par de torsión durante el ciclo. Esto permitirá dimensionar el motor para suministrar el par de torsión promedio en lugar del par de torsión pico. Un medio conveniente y relativamente barato de hacerlo es la adición de un volante al sistema (Norton, 2007).

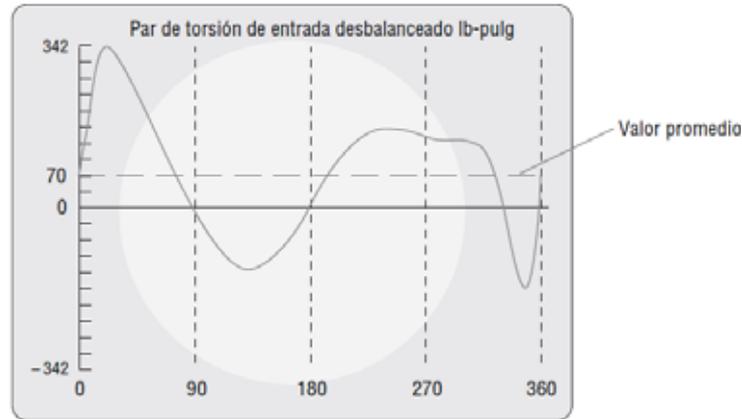


Figura 2.25. Curva de par de torsión de entrada para un mecanismo de cuatro barras de manivela-balancín desbalanceado (Norton, 2007).

El par de torsión varía mucho en un ciclo del mecanismo de la figura 2.25. Las grandes variaciones del par son evidencia de la energía cinética almacenada en los eslabones al moverse. Podría pensarse que los pulsos positivos del par de torsión representan la energía suministrada por el impulsor (motor) y guardada temporalmente en los eslabones móviles y los pulsos negativos del par de torsión representan la energía que intenta regresar de los eslabones al impulsor. Desafortunadamente, la mayoría de los motores se diseñan para suministrar energía, más no para devolverla. Por tanto, la “energía regresada” no tiene adónde ir (Norton, 2007).

Sería extremadamente ineficiente especificar un motor con base en la demanda pico del sistema, ya que la mayor parte del tiempo estaría subutilizado. Se requiere algo en el sistema que sea capaz de almacenar energía cinética. Tal dispositivo de almacenamiento de energía cinética como éste se llama volante.

ENERGÍA DE VOLANTE

La energía cinética en un sistema rotatorio es:

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (2.47)$$

El motor de un cilindro es un excelente ejemplo para el uso de un volante. La naturaleza intermitente de sus carreras de potencia lo vuelve obligatorio, ya que almacenará la energía cinética necesaria para llevar al pistón a través de los PMS e PMI, durante los cuales se debe realizar trabajo sobre el sistema. Incluso el motor de dos tiempos necesita un volante para impulsar al pistón que suba en la carrera de compresión (Norton, 2007).

$$\sum T = I \alpha \quad (2.48)$$

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \left(\frac{d\theta}{d\theta} \right) = \omega \frac{d\omega}{d\theta} \quad (2.49)$$

La función del par de torsión total en una revolución de la manivela se integra, pulso a pulso, con respecto a su valor promedio. Estas integrales representan fluctuaciones de energía en el sistema. El cambio máximo en la energía bajo la curva del par de torsión durante un ciclo es la cantidad necesaria que se almacenará en el volante (Norton, 2007).

Si suponemos que el motor suministra un par de torsión de magnitud T_M que sería deseable fuera lo más constante posible, es decir, igual al par promedio T_{prom} . La carga (de un mecanismo), del otro lado del volante, demanda un par de torsión T_L que varía con el tiempo.

$$\int_{\theta @ \omega_{mín}}^{\theta @ \omega_{máx}} (T_L - T_{prom}) d\theta = \int_{\omega_{mín}}^{\omega_{máx}} I \omega d\omega \quad (2.50)$$

El cálculo se realiza a una w promedio de la manivela. Como el motor típico opera a velocidades diferentes, se debe considerar la velocidad más apropiada a utilizar en el cálculo del volante. La energía cinética almacenada del volante es proporcional a w^2 . Por tanto, a altas velocidades un volante puede tener un pequeño momento de inercia y aun así ser efectivo. La velocidad de operación menor requerirá un volante más grande y deberá utilizarse para el cálculo del tamaño del volante requerido (Norton, 2007).

$$\int_{\theta @ \omega_{mín}}^{\theta @ \omega_{máx}} (T_L - T_{prom}) d\theta = \frac{1}{2} I (\omega_{máx}^2 - \omega_{mín}^2) \quad (2.51)$$

- El primer miembro de esta expresión representa el cambio de energía E entre la w máxima y mínima del cigüeñal y es igual al área bajo el diagrama par de torsión-tiempo entre los valores extremos de w .

- El segundo miembro de la ecuación 2.50 es el cambio de energía almacenada en el volante. La única forma en que puede extraerse energía del volante es reduciendo su velocidad, como se muestra en la ecuación 2.51. Si se agrega energía, se acelerará. Por tanto, es imposible obtener velocidad constante del eje ante las demandas de energía variable impuestas por la carga. Lo mejor que puede hacerse es minimizar la variación de la velocidad ($w_{máx} - w_{mín}$) con el uso de un volante que tenga una I suficientemente grande (Norton, 2007).

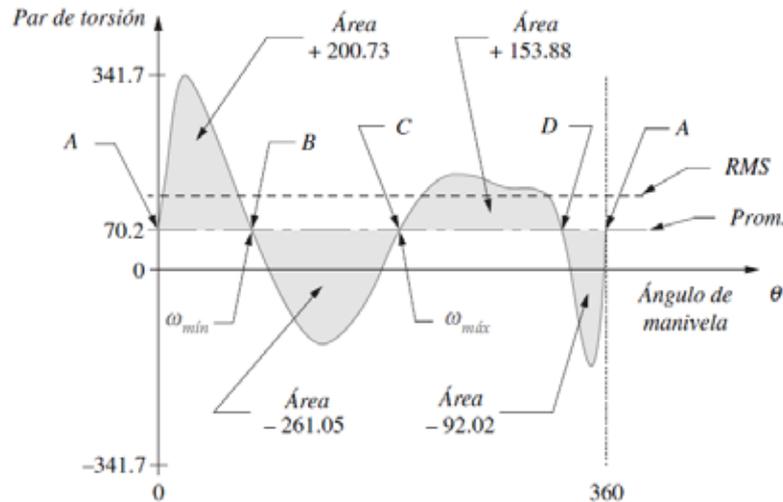


Figura 2.26. Integración en la función de par de torsión de entrada. (Norton, 2007).

- La ω mínima ocurrirá después de que la energía positiva máxima ha sido entregada del motor a la carga, es decir, en un punto (θ) donde la suma de la energía positiva (área) en los pulsos del par de torsión está a su mayor valor positivo.
- La ω máxima ocurrirá después de que la máxima energía negativa ha sido regresada a la carga, es decir, en un punto (θ) donde la suma de la energía (área) en los pulsos del par de torsión está a su mayor valor negativo.

Tabla 2.2. Integración de la función de par de torsión

Integración de la función de par de torsión			
Desde	$\Delta \text{Área} = \Delta E$	Suma acumulada = E	
A a B	+ 200.73	+ 200.73	ω_{\min} @ B
B a C	- 261.05	- 60.32	ω_{\max} @ C
C a D	+ 153.88	+ 93.56	
D a A	- 92.02	+ 1.54	
	Energía Δ total	= E @ ω_{\max} - E @ ω_{\min}	
		= (-60.32) - (+200.73) = -261.05 pulg-lb	

Nota: Variaciones de energía (Norton, 2007).

La velocidad mínima del cigüeñal ocurre después de que el pulso de energía positiva acumulada más grande (+200.73 lb-pulg) ha sido suministrado al sistema del eje motriz. El suministro de energía desacelera el motor. La velocidad máxima del eje ocurre después de que el pulso de energía negativa máxima acumulada (-60.32 lb-pulg) ha sido devuelto al sistema por el eje motriz. Esta devolución de energía almacenada acelerará el motor. La variación total

de la energía es la diferencia algebraica entre estos dos valores extremos, que en este ejemplo es de -261.05 lb-pulg. Esta energía negativa que sale del sistema debe absorberse por el volante y luego devuelta al sistema durante cada ciclo para suavizar las variaciones de la velocidad del eje (Norton, 2007).

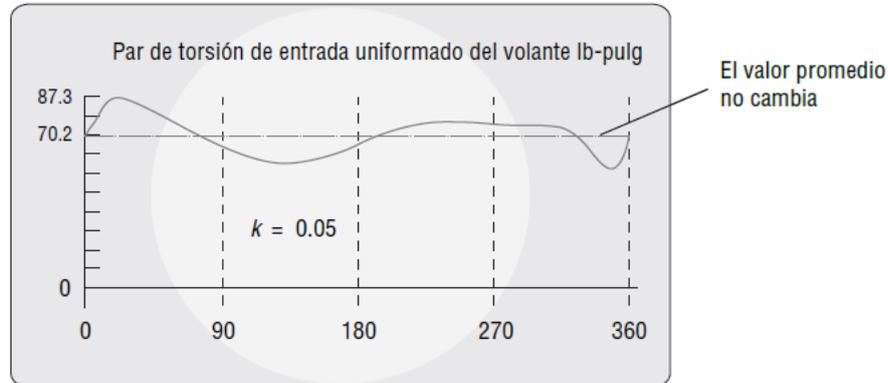


Figura 2.27. Curva de par de torsión después de uniformarla con un volante. (Norton, 2007).

DIMENSIONAMIENTO DEL VOLANTE

Ahora se debe determinar cuán grande debe ser un volante para absorber esta energía con un aceptable cambio de velocidad.

Es posible normalizar esta ecuación como una relación sin dimensiones dividiéndola entre la velocidad promedio del eje. Esta relación se llama coeficiente de fluctuación (k).

$$k = \frac{(\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n})}{\omega_{prom}} \quad (2.52)$$

Este coeficiente de fluctuación es un parámetro de diseño que debe elegir el diseñador. Por lo general se ajusta a un valor entre 0.01 y 0.05, y corresponde a 1 a 5% de fluctuación de la velocidad del eje. Mientras más pequeño sea el valor elegido, más grande será el volante.

Se determina el cambio de energía requerida E al integrar la curva del par de torsión

$$\int_{\theta @ \omega_{m\acute{i}n}}^{\theta @ \omega_{m\acute{a}x}} (T_L - T_{prom}) d\theta = E \quad (2.53)$$

Ahora puede igualarse al segundo miembro de la ecuación:

$$E = \frac{1}{2} I (\omega_{m\acute{a}x}^2 - \omega_{m\acute{i}n}^2) \quad (2.54)$$

Al factorizar esta expresión:

$$E = \frac{1}{2} I (\omega_{m\acute{a}x} + \omega_{m\acute{i}n}) (\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n}) \quad (2.55)$$

Si la función par de torsión-tiempo fuera armónica pura, entonces su valor promedio podría expresarse exactamente como:

$$\omega_{prom} = \frac{(\omega_{m\acute{a}x} + \omega_{m\acute{i}n})}{2} \quad (2.56)$$

Las funciones (par de torsión) rara vez serán armónicas puras, pero el error introducido por el uso de esta expresión como una aproximación del promedio es aceptablemente pequeño.

$$E = \frac{1}{2} I (2\omega_{prom}) (k \omega_{prom})$$

$$I_s = \frac{E}{k \omega_{prom}^2} \quad (2.57)$$

Se puede utilizar la ecuación 2.57 para diseñar el volante físico y elegir el coeficiente de fluctuación deseado k mediante el valor de E obtenido con la integración numérica de la curva del par de torsión y la velocidad promedio w del eje para calcular **el I_s del sistema** requerido. El momento de inercia de masa del volante físico I_f se iguala entonces al sistema requerido I_s .

El diseño de volante más eficiente para incrementar al máximo el I_f con el mínimo material utilizado es aquel en el cual la masa está concentrada en su borde y su masa está soportada por rayos, como la rueda de un carruaje.

Esto ubica la mayor parte de la masa en el radio más grande posible y minimiza el peso con un I_f dado. Como en general $I_f = mr^2$, un disco delgado de gran diámetro necesitará menos libras de material para obtener un I que un disco más grueso de diámetro más pequeño.

2.2.5. Mecánica De Materiales

2.2.5.1. Teorías de falla

Todas las piezas de construcción como elementos de máquinas o elementos de estructuras, se deforman bajo la acción de fuerzas externas. A estas fuerzas externas se les oponen fuerzas que se originan al interior de la estructura del material y se oponen resistencia a la deformación y son las denominadas fuerzas internas. En caso normal las fuerzas externas e internas se encuentran en equilibrio (Rodríguez Hernandez, 2009).

Definición de falla

Un elemento de máquinas o estructural falla, cuando deja de cumplir las funciones para las cuales fue diseñado. A partir de esta definición se pueden establecer los siguientes tipos de falla:

- Falla por resistencia
- Falla por deformación
- Falla por estabilidad

En la falla por resistencia se producen esfuerzos de tal magnitud que superan los límites de resistencia del material. Estos límites están dados por la fluencia en materiales dúctiles y por la rotura en materiales frágiles. Cuando se diseña un elemento de tal manera que en ningún punto de él se alcance la resistencia límite del material se dice que el elemento se calcula por resistencia.

$$\sigma_{\text{Lim}} = \begin{cases} \sigma_F & \text{para materiales dúctiles} \\ \sigma_R \ (\sigma_B) & \text{para materiales frágiles} \end{cases}$$

En la falla por deformación el elemento alcanza deformaciones que sobrepasan valores de deformación permisibles aún sin haber alcanzado los límites de resistencia del material. Cuando se diseña un elemento de tal manera que esto no ocurra se dice que el cálculo es por rigidez.

En la falla por estabilidad el estado de equilibrio del elemento alcanza un nivel de inestabilidad tal que se produce un cambio brusco a un nivel de equilibrio más estable. Este cambio va acompañado generalmente de grandes deformaciones que hacen que el elemento colapse. Ejemplos de ello son el pandeo de elementos esbeltos sometidos a compresión o la abolladura de cilindros de paredes delgadas. Este tipo de falla será especialmente analizado en el capítulo de pandeo (Rodríguez Hernandez, 2009).

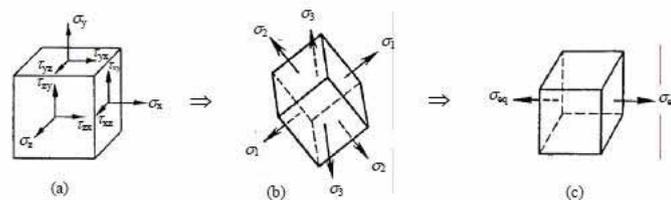
Como cualquier hipótesis en la ciencia de la mecánica de los materiales, ninguna de las hipótesis de falla es de aplicación universal y más bien encuentran sus propios campos de aplicación en función del tipo de material. Algunas darán mejores resultados, es decir, resultados más cercanos a la realidad, cuando sean aplicadas a materiales dúctiles y otras serán más convenientes de usar para prever la falla de materiales frágiles (Rodríguez Hernández, 2009).

- Para materiales dúctiles: Teoría del máximo esfuerzo cortante (Tresca)
Teoría de la máxima energía de distorsión (von Mises)
- Para materiales frágiles: Teoría del máximo esfuerzo normal (Rankine)
Teoría de Mohr

2.2.5.1.1. Teoría de la máxima energía de distorsión (Von Mises, Hencky y Huber)

Esta teoría se basa en conceptos de energía de deformación. La energía elástica total de deformación se puede dividir en dos partes: una relacionada con los cambios volumétricos del material, y otra que causa distorsiones por corte. A partir de ello se hace el siguiente enunciado, que constituye el criterio de falla de von Mises:

“La falla se produce si el valor de la energía de distorsión por unidad de volumen del material es igual a la energía de distorsión por unidad de volumen requerida para causar fluencia en una probeta de prueba a tracción del mismo material” (Rodríguez Hernández, 2009).



Obtención del esfuerzo equivalente a partir del estado general de esfuerzos:
a) Estado general de esfuerzos, b) esfuerzos principales y c) esfuerzo equivalente.

Figura 2.28. Esfuerzo equivalente (Rodríguez Hernández, 2009).

El siguiente paso será, por consiguiente, evaluar la energía de distorsión para el estado general de esfuerzos. El tensor esfuerzo correspondiente a los tres esfuerzos principales se puede descomponer en dos tensores:

$$\begin{pmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \bar{\sigma} & 0 & 0 \\ 0 & \bar{\sigma} & 0 \\ 0 & 0 & \bar{\sigma} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \sigma_1 - \bar{\sigma} & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 - \bar{\sigma} & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 - \bar{\sigma} \end{pmatrix} \quad (2.58)$$

donde $\bar{\sigma} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$ es el denominado tensor hidrostático medio.

El primer tensor está relacionado directamente a la dilatación del cubo elemental en estudio y por ello se le llama tensor esfuerzo dilatacional. El segundo tensor está relacionado a la distorsión del elemento y recibe el nombre de esfuerzo distorsional o desviatorio. De acuerdo a lo dicho podemos dividir la energía total de deformación elástica en dos partes: la relativa a la actuación del esfuerzo dilatacional y la relativa al esfuerzo distorsional (Rodriguez Hernandez, 2009).

$$U_{total} = U_{dilat} + U_{dist} \quad (2.59)$$

Evaluación de la energía total:

$$U_{total} = \frac{1}{2} (\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3) \quad (2.60)$$

La ley de Hooke generalizada establece que:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_2 + \sigma_3) \\ \varepsilon_2 &= \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_1 + \sigma_3) \\ \varepsilon_3 &= \frac{\sigma_3}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2) \end{aligned} \quad (2.61)$$

Reemplazando estas tres expresiones en la de energía total (2.60) y ordenando se obtiene:

$$U_{total} = \frac{1}{2E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2) - \frac{\nu}{E} (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3) \quad (2.62)$$

La energía por cambio de volumen se puede evaluar reemplazando en la ecuación (2.62) los términos σ_1 , σ_2 y σ_3 por el valor del esfuerzo hidrostático medio σ

$$U_{dilat} = \frac{3(1-2\nu)}{2E} \bar{\sigma}^2 = \frac{1-2\nu}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 \quad (2.63)$$

La energía de distorsión la podemos evaluar simplemente restando la expresión (2.63) de la ecuación (2.62) y recordando que $G = E / 2(1+\nu)$:

$$U_{dist} = \frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.64)$$

Para el caso de **tracción pura** ($\sigma_2 = \sigma_3 = 0$) la energía de distorsión será:

$$U_d = \frac{1}{6G} \sigma_1^2 \quad (2.65)$$

Por consiguiente, en el instante de la fluencia la energía de distorsión será:

$$U_{dF} = \frac{1}{6G} \sigma_F^2 \quad (2.66)$$

Según la TMED o de von Mises, no se produce falla si:

$$U_{dist} = \frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] < U_{dF} = \frac{1}{6G} \sigma_F^2 \quad (2.67)$$

o lo que es lo mismo, si se cumple que:

$$\sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} < \sigma_F. \quad (2.68)$$

Si es que observamos nuevamente la Fig. 2.32, podemos concluir que para el caso del estado general de esfuerzos y según la TMED:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (2.69)$$

Estado plano de esfuerzos ($\sigma_3 = 0$)

La energía de distorsión es:

$$U_{dist} = \frac{1}{6G} (\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2) \quad (2.70)$$

Según von Mises, la condición de “no falla” es:

$$U_{dist} = \frac{1}{6G} (\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2) < U_{dF} = \frac{1}{6G} \sigma_F^2 \quad (2.71)$$

Es decir:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} < \sigma_F \quad (2.72)$$

y por consiguiente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \quad (2.73)$$

Si graficamos la ecuación (2.72) en un plano σ_1 vs σ_2 (Fig.2.29) obtendremos la denominada elipse de von Mises. Si un punto que representa un estado cualquiera de esfuerzo plano (σ_1, σ_2) está dentro de la elipse, diremos que el elemento, según von Mises, no fallará:

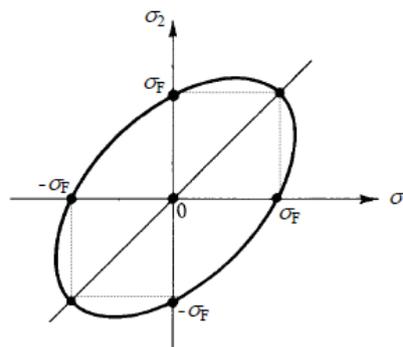


Figura 2.29. Criterio de fluencia basado en la teoría de la máxima energía de distorsión o de von Mises.

Esta teoría muy común en elementos de máquinas como ejes de transmisión de potencia, en que se presentan esfuerzos normales debidos a flexión y esfuerzos de corte debidos a torsión.

Aplicación para el caso de estado plano de esfuerzos en que actúan σ_x y T_{xy} .

En este caso $\sigma_3=0$ y según (2.72) la condición de “no falla” será:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} < \sigma_F$$

Recordando la teoría del círculo de Mohr (Fig, 2.30) para la determinación de los esfuerzos principales:

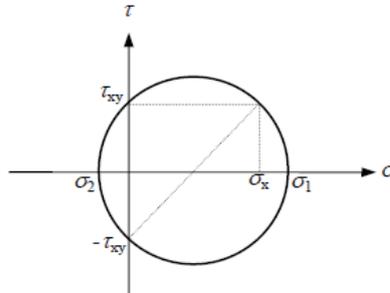


Figura 2.30. Círculo de Mohr para estado plano de esfuerzos en que actúan σ_x y τ_{xy}

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \tau_{xy}^2} .$$

Reemplazando σ_1 y σ_2 en la condición de no falla se obtiene:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3 \tau_{xy}^2} < \sigma_F$$

Es decir:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \tau_{xy}^2} \quad (2.74)$$

2.2.5.1.2. Fatiga

El estudio de la fatiga es indispensable dentro de la Ingeniería Mecánica ya que elementos de máquinas están sometidos a esfuerzos que varían cíclicamente en función del tiempo, durante su operación. La falla por fatiga inicia por una falla local. Ella comienza con una grieta microscópica que no es posible de percibir a simple vista (Rodríguez Hernández, 2009).

Ya formada la grieta, el esfuerzo variable la hace crecer y con ello aumenta su efecto concentrador de esfuerzos. Al crecer la grieta disminuye el área que soporta el esfuerzo y ello conlleva al crecimiento del esfuerzo neto. Y en algún momento el área ha disminuido tanto que ya no es capaz de soportar el esfuerzo y se rompe bruscamente (Rodríguez Hernández, 2009).

Los factores que afectan la resistencia a la fatiga, son: las concentraciones locales de esfuerzos, el tamaño real, el acabado superficial de la pieza, la magnitud relativa entre los esfuerzos estáticos y alternantes y el número de ciclos de carga que soportará el material

(Rodriguez Hernandez, 2009).

Se da que un elemento de máquina tendrá una ley de variación de cargas, y por ende de esfuerzos, de acuerdo al funcionamiento de la máquina a la que pertenece, es decir, al movimiento particular que desarrolla. Entonces, es de esperar que los esfuerzos sean cíclicos y que dentro de un ciclo característico se presente un esfuerzo máximo denominado esfuerzo superior (σ_s) y un esfuerzo mínimo denominado esfuerzo inferior (σ_i). Según sea la relación entre ellos su efecto sobre el elemento a evaluar será diferente (Rodriguez Hernandez, 2009).

En el presente capítulo utilizaremos la siguiente nomenclatura

σ_s : Esfuerzo superior o máximo

σ_i : Esfuerzo inferior o mínimo

σ_m : Esfuerzo medio o componente estática del esfuerzo

σ_a : Esfuerzo alternante o amplitud del esfuerzo

σ_A : Denota el límite de la amplitud para un cierto material y para N ciclos de carga

En general se cumplirán las siguientes relaciones:

- Esfuerzo medio:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_s + \sigma_i}{2} \quad (2.75)$$

- Esfuerzo alternante:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_s - \sigma_i}{2} \quad (2.76)$$

El diagrama de Wöhler

La *resistencia a la fatiga* entonces esta definido como el valor máximo del esfuerzo alternante que resistirá sin fallar un material para un número dado de ciclos de carga. Entonces, la resistencia a la fatiga siempre está ligada a una cierta vida del elemento llamada número de ciclos de carga (Rodriguez Hernandez, 2009).

Las curvas de Wöhler están determinadas usualmente en un intervalo de aproximadamente $10^5 \dots 10^8$ ciclos.

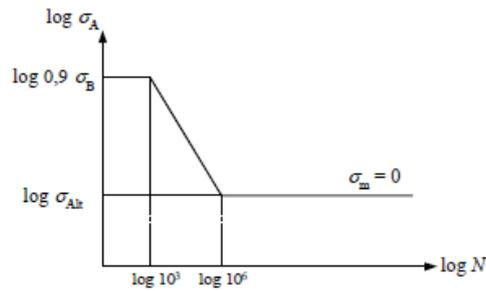


Figura 2.31. Diagrama aproximado de Wöhler para $\sigma_m = 0$ (Rodríguez Hernández, 2009).

Si no se dispone de valores más exactos para materiales, se pueden recomendar, como aproximación, los valores mostrados en la Tabla 2.3 para el cálculo por fatiga (Rodríguez Hernández, 2009).

Tabla 2.3. Valores aproximados de esfuerzo alternantes para aceros.

Material	σ_{Alt}	
Aceros	$\sigma_{Alt} = 0,5 \sigma_B$	si $\sigma_B \leq 1400 \text{ N/mm}^2$
	$\sigma_{Alt} = 700 \text{ N/mm}^2$	si $\sigma_B > 1400 \text{ N/mm}^2$
hierros y aceros fundidos	$\sigma_{Alt} = 0,45 \sigma_B$	si $\sigma_B \leq 600 \text{ N/mm}^2$
	$\sigma_{Alt} = 275 \text{ N/mm}^2$	si $\sigma_B > 600 \text{ N/mm}^2$

Esfuerzos alternantes (Rodríguez Hernández, 2009).

2.2.6. Pérdidas Mecánicas

En un motor real, el funcionamiento tiene una serie de irreversibilidades, provocando pérdidas energéticas que hacen que no alcance el máximo obtenido teóricamente. Estas son:

- Pérdidas térmicas por conducción, convección y radiación del calor en todo el conjunto del motor térmico, reduciendo la eficiencia termodinámica.
- Pérdidas mecánicas, provocado por las cargas (dimensionamiento de los componentes/tamaño), rozamiento, rodamientos, tolerancias, lubricación, eficiencia del mecanismo y pérdidas varias.

Parte de la potencia indicada P_{in} , es necesaria para vencer la fricción de las partes móviles de la máquina (pérdidas mecánicas), mover los elementos y accesorios que se considera como potencia mecánica P_m que es la suma de las pérdidas mecánicas, Esta potencia varía según las condiciones de operación del motor y es difícil de estimar experimentalmente con exactitud. Un método aproximado consiste en acoplar el motor a un dinamómetro eléctrico y considerar que P_m es la potencia requerida para impulsar el motor apagado.

CAPITULO III

DIAGNÓSTICO

En este capítulo se realiza un diagnóstico a la tesis de investigación titulado “MODULO EXPERIMENTAL DE UN MOTOR DE COMBUSTION EXTERNA STIRLING”, propuesto por Roosbel Dennis Mamani Castillo & Guido David Mamani Jorge desarrollado el año 2008; a partir de un análisis cinemático, dinámico y térmico. Luego se evalúa la funcionabilidad del diseño con los resultados obtenidos bajo los parámetros de funcionamiento (T_e , T_c , RPM, P_{atm}) propuestos originalmente.

Tabla 3.1. *Medidas del módulo de referencia*

Datos generales del motor Stirling tipo beta de 2 Watts		
Tipo	Beta	---
Fluido de trabajo	Aire	---
Angulo de desfase	90	°
Velocidad Operacional	240	RPM
T. espacio de enfriamiento	313	K
T. espacio caliente	553	K
Presión media	50.4	KPa
Presión de amortiguamiento	69	KPa
<i>Pistón de potencia</i>		
Diámetro	67.8	mm
Carrera	60	mm
Longitud del pistón	70	mm
Longitud de la biela	200	mm
Longitud de la manivela	30	mm
Esp. del volumen muerto En la zona de enfriamiento	11.446	mm
<i>Embolo de desplazamiento</i>		
Diámetro	67	mm
Carrera	70	mm
Longitud del embolo	191	mm
Longitud del vástago	186	mm
Longitud de la biela	121	mm
Longitud de la manivela	35	mm
Esp. del volumen muerto En la zona de calentamiento	13.45	mm
<i>Volante de inercia</i>		
Masa	2	Kg
Diámetro	196	mm
<i>Cigüeñal</i>		
Diámetro del eje	12	mm

Nota: Datos tomados de la tesis²

² “MODULO EXPERIMENTAL DE UN MOTOR DE COMBUSTION EXTERNA STIRLING”

En este capítulo, se muestra una sección de fotografías que permiten visualizar los inconvenientes encontrados en el módulo de referencia, también se incluyen resultados gráficos de fuerzas de ambos mecanismos (pistón de potencia y desplazador), espaciamientos, velocidades, aceleraciones, fuerzas actuantes en el cigüeñal, se realiza un recalcu de volante de inercia, se evalúa las consideraciones de diseño usada en la distribución de componentes.

Seguidamente se presentan resultados de presión dentro del cilindro, sus diagramas Presión-Volumen respectivos para cada espacio de trabajo y del torque generado. Luego se hace un cálculo del diámetro del eje del cigüeñal tomando en consideración la fuerza máxima. Y por último se calcula la eficiencia térmica del módulo de referencia, la potencia efectiva, y el consumo de GLP.

Con objeto de tener un criterio que permita valorar la validez de los resultados obtenidos se lleva a cabo una contrastación de resultados del software Matlab y Autodesk Inventor

Las gráficas obtenidas ayudan, por lo tanto, a tener una idea más concreta su funcionamiento durante su operación en buenas condiciones (Sin pérdidas de presión, temperatura uniforme en los espacios de enfriamiento y de expansión respectivamente, sin rotación)

Tabla 3.2. *Inconvenientes encontrados en el módulo de referencia*

	Dificultades encontradas
Pistón de potencia	<ul style="list-style-type: none"> - Se pierde mucha presión por el agujero por donde se desplaza el vástago del desplazador - No cuenta con sellado. - Es donde se presenta mayores pérdidas por rozamiento - Se desplaza con rotación
Cigüeñal	<ul style="list-style-type: none"> - Está sobredimensionado, pues al girar choca con sus apoyos, ocasionando más pérdidas por fricción. - Existe un desplazamiento axial
Bielas	<ul style="list-style-type: none"> - Las bielas del mecanismo del pistón de potencia están sobredimensionadas - Existe demasiado juego en los pines donde se sujetan al pistón de potencia, ocasionando pérdidas por deslizamiento.
Distribución de componentes	<ul style="list-style-type: none"> - Los componentes mecánicos de la zona de enfriamiento, no permiten el libre desplazamiento del pistón de potencia
Volante de inercia	<ul style="list-style-type: none"> - No almacena la energía cinética necesaria.
Quemador	<ul style="list-style-type: none"> - Este no logra alcanzar la temperatura requerida solo en la parte inferior de la zona caliente.

Nota: Datos tomados de la inspección realizada en el Maquicentro (Fuente propia)

3.1. El Motor Stirling de Referencia



Figura 3.1. Motor Stirling tipo beta (Fuente propia).

La figura 3.1 muestra al módulo de referencia, el motor Stirling tipo beta de 2 Watts, la imagen superior muestra el motor antes de llevarlo al Maquicentro, la imagen inferior muestra al motor desarmado,



Figura 3.2. Piston de potencia (Fuente propia).

En la figura 3.2 se observa una holgura por el agujero, por donde se desplaza el vástago que sujeta al desplazador, es donde se pierde mucha presión. También se observa el pistón de potencia, siendo el componente donde se presenta mayores pérdidas mecánicas por fricción debido a su diseño (muchas áreas de rozamiento).

3.2. Sistema Mecánico

3.2.1. Pistón de Potencia

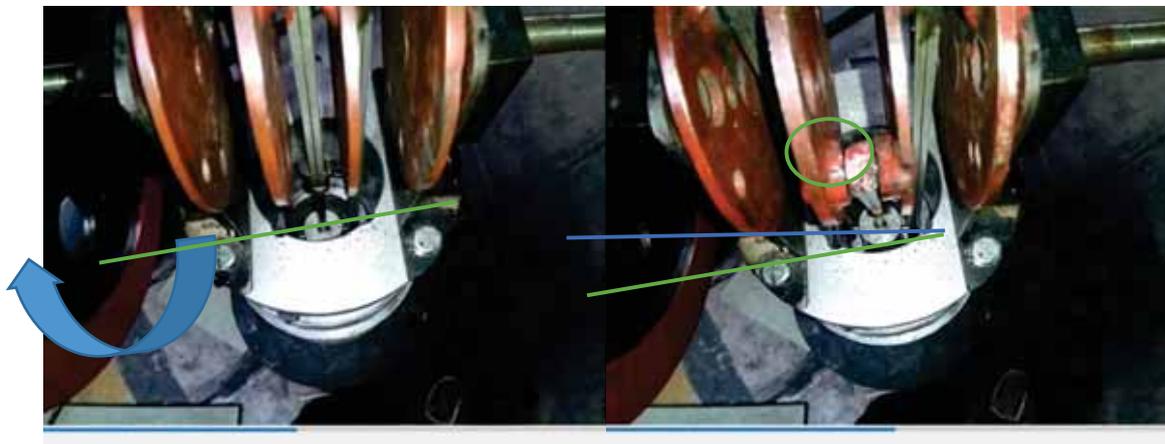


Figura 3.3. Rotación del pistón de potencia (Fuente propia).

En la figura 3.3 las bielas que sujetan al pistón de potencia están con desfase/no están alineados, lo que ocasiona que al girar el cigüeñal, el pistón de potencia se desplaza con una cierta rotación. Esto ocasiona mayor fricción y desgaste.

FUERZAS EN LOS PASADORES DEL MECANISMO DEL PISTON DE POTENCIA

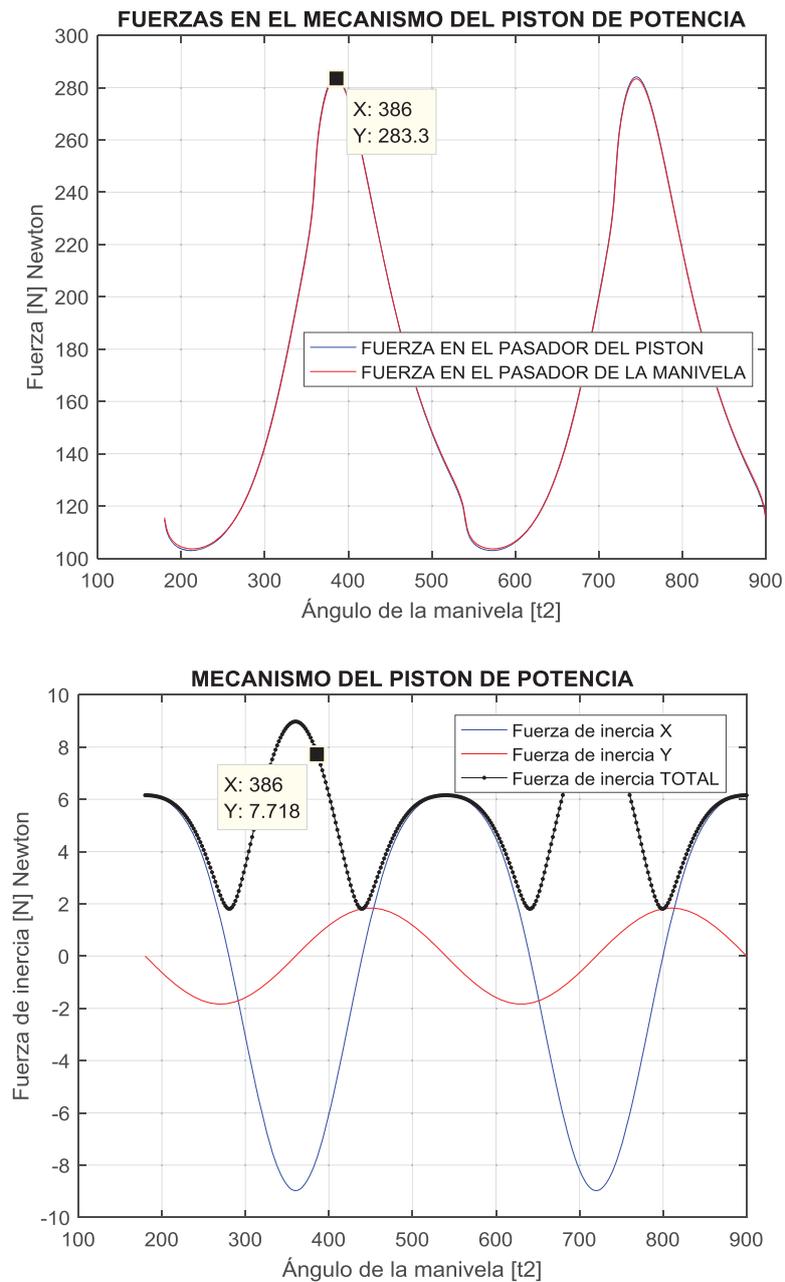


Figura 3.4. Fuerzas en los pasadores del mecanismo del pistón de potencia (Fuente propia).

De la figura 3.4 para un ángulo de 386° , tenemos gráficamente las fuerzas (producidas del gas y por la inercia del mecanismo) que se producen en el pasador del pistón y de la manivela, del mecanismo biela manivela del pistón de potencia, donde tenemos:

$$F_{tmuP} + F_{ip} = 283.3 \text{ N} + 7.718 \text{ N} = 291.018 \text{ N}$$

3.2.2. Desplazador



Figura 3.5. Embolo de desplazamiento (Fuente propia).

En la figura 3.5 se observa el desplazador quemado hasta la mitad, debido a mucho engrase por la posición de funcionamiento, de esto podemos decir que el fluido de trabajo “aire” estaba contaminado por el humo del aceite usado para la lubricación.

FUERZAS EN LOS PASADORES DEL MECANISMO DEL DESPLAZADOR

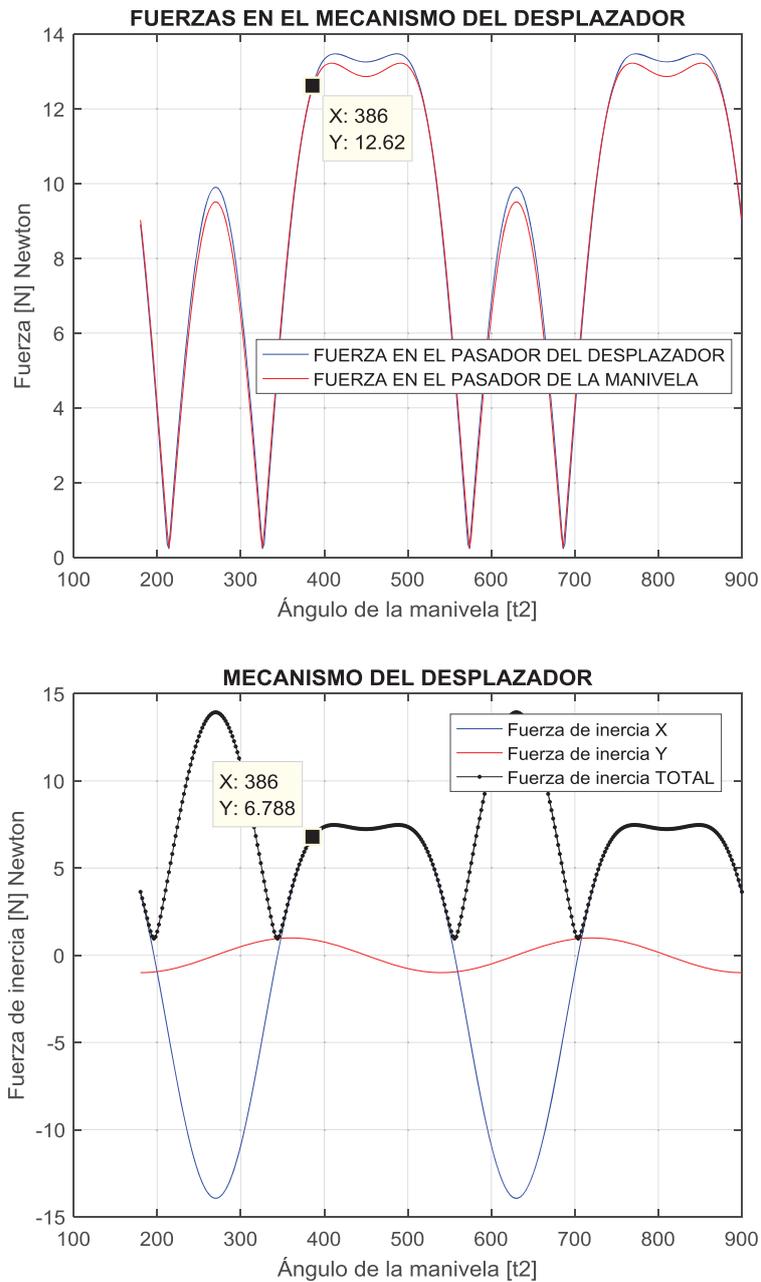


Figura 3.6. Fuerzas en los pasadores del mecanismo del desplazador (Fuente propia).

De la figura 3.6 para un ángulo de 386° , tenemos gráficamente las fuerzas (producidas del gas y por la inercia del mecanismo) que se producen en el pasador del desplazador y de la manivela; del mecanismo biela manivela del desplazador, donde tenemos:

$$F_{tmuD} + F_{id} \cong 12.62 \text{ N} + 6.788 \text{ N} = 19.408 \text{ N}$$

3.2.3. Espaciamiento entre el Pistón De Potencia y el Desplazador

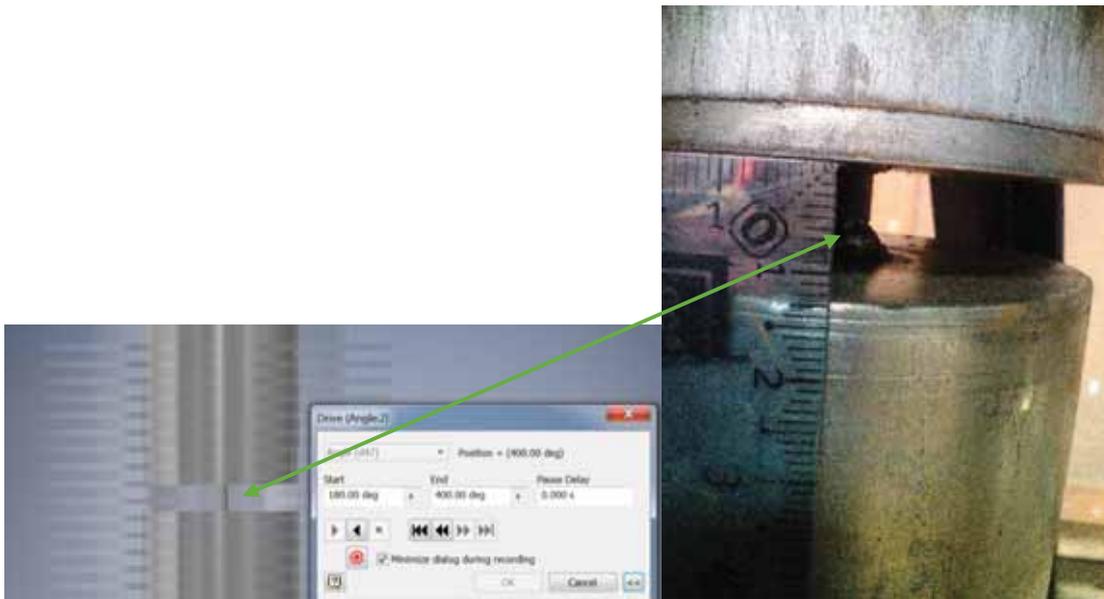


Figura 3.7. Espacio entre el pistón de potencia y el desplazador (Fuente propia).

En la figura 3.7, observamos el espaciamiento mínimo entre el pistón de potencia y el desplazador que se da a 400° de giro del cigüeñal, esta longitud mínima pertenece al del volumen muerto³ de la zona de enfriamiento:

$$E_s = 11.446 \text{ mm}$$

En la figura 3.8, observamos el espaciamiento entre el pistón de potencia y el desplazador en 2 giros del cigüeñal, también están las velocidades relativas de los pistones y sus respectivas aceleraciones, nótese que la velocidad y aceleración del desplazador es mayor al del pistón de potencia, esta se debe a la relación manivela-biela que tiene, que tendrá implicaciones directas en el torque de inercia, como se verá más adelante.

³ Se verifica en el plano MO-11 del Anexo A y en los resultados de la iteración del Anexo B

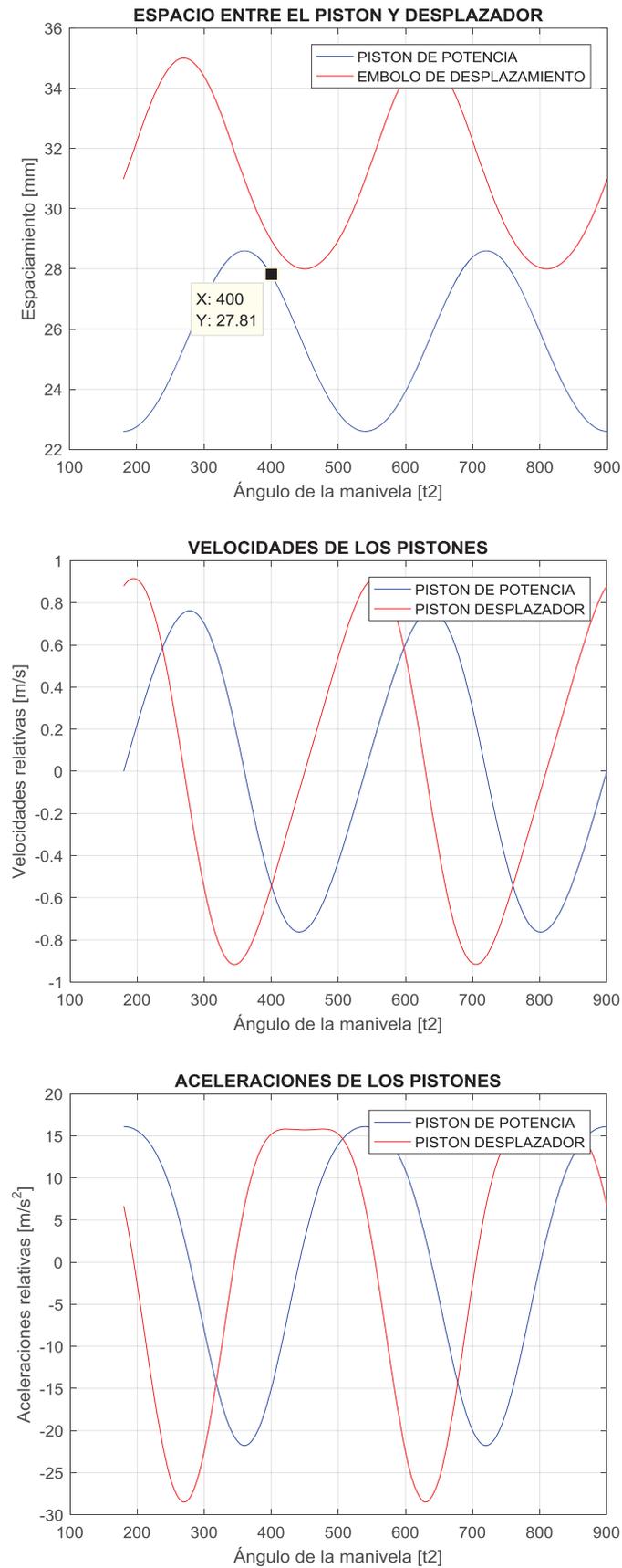


Figura 3.8. Espacio entre el pistón de potencia y el desplazador, velocidades y aceleraciones (Fuente propia).

3.2.4. Cigüeñal



Figura 3.9. Desbalance del cigüeñal (Fuente propia).

En la figura 3.9 el eje del cigüeñal el volante de inercia está balanceándose sobre su eje, lo que ocasiona que todo el mecanismo en movimiento se desplace axialmente.



Figura 3.10. Cigüeñal (Fuente propia).

En la figura 3.10 el tamaño del cigüeñal es muy grande ocasionando un rozamiento adicional con los apoyos de este (indicado por las elipses) y está construido de acero, pues este diseño no lo hace ligero. Además al comenzar el desmontaje, se puede observar que las bielas del pistón de potencia están inclinadas hacia el centro.

FUERZAS ACTUANTES EN EL MUÑÓN PRINCIPAL-CIGÜEÑAL

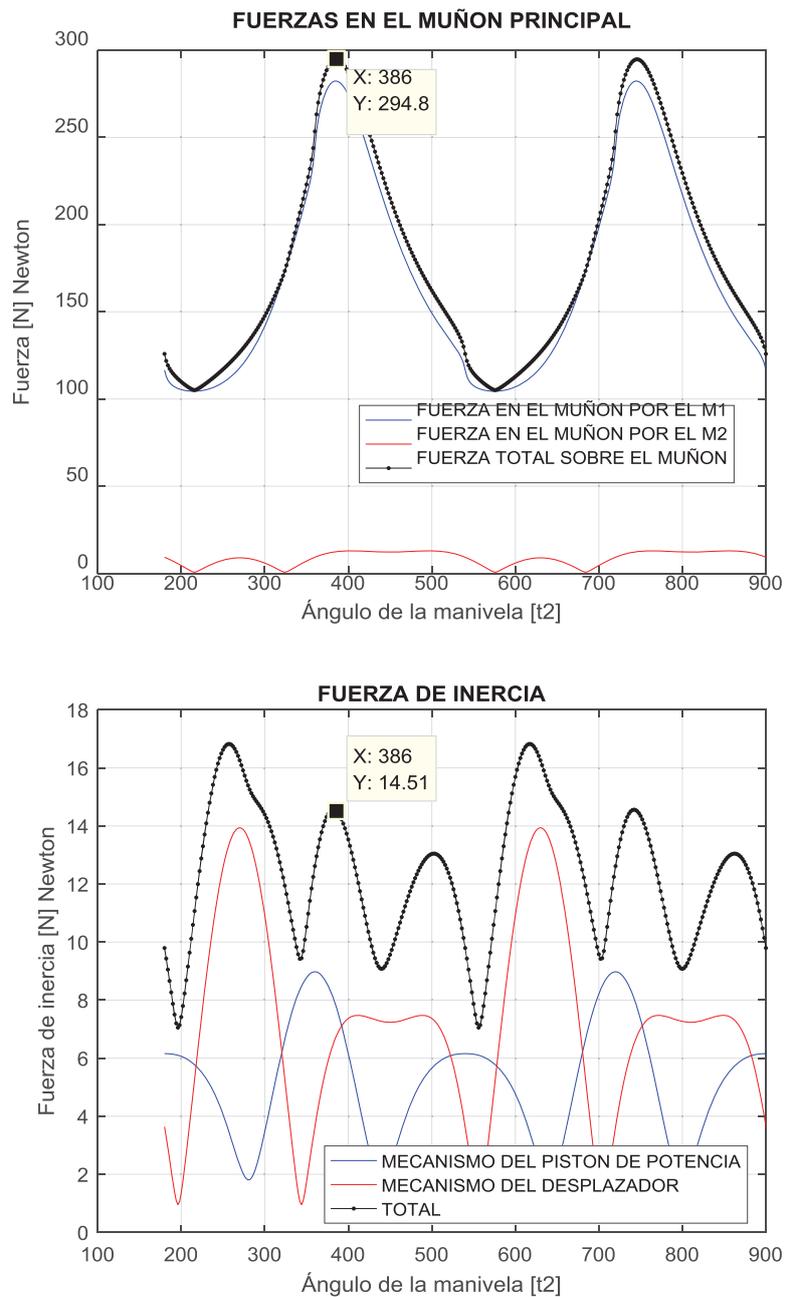


Figura 3.11. Fuerzas actuantes en el cigüeñal (Fuente propia).

Para un ángulo de 386° en la figura 3.11, observamos las fuerzas totales que actúan en el eje del cigüeñal (muñón principal) por ambos mecanismos y las fuerzas de inercia de estos, donde tenemos:

$$F_{m.total} \cong 294.8 \text{ N}$$

$$F_{i.total} \cong 14.51 \text{ N}$$

$$F_{m.total} + F_{i.total} \cong 294.8 \text{ N} + 14.51 \text{ N} = 309.31 \text{ N}$$

3.2.5. Juego de las Bielas.



Figura 3.12. Bielas con el pistón de potencia (Fuente propia).

En la figura 3.12 se observa el desplazamiento de las bielas en un extremo superior del pistón de potencia por medio de pasadores en los cuales se desplaza con mucho juego, perdiéndose mucha potencia por el deslizamiento.

3.2.6. Volante de inercia

Datos tesis de referencia⁴: $m_v = 2 \text{ Kg}$ $r_g = 9 \text{ cm}$



Figura 3.13. Volante de inercia (Fuente propia).

En la figura 3.13 se observa el volante de inercia del módulo de referencia.

⁴ “MODULO EXPERIMENTAL DE UN MOTOR DE COMBUSTION EXTERNA STIRLING” (pág. 86)

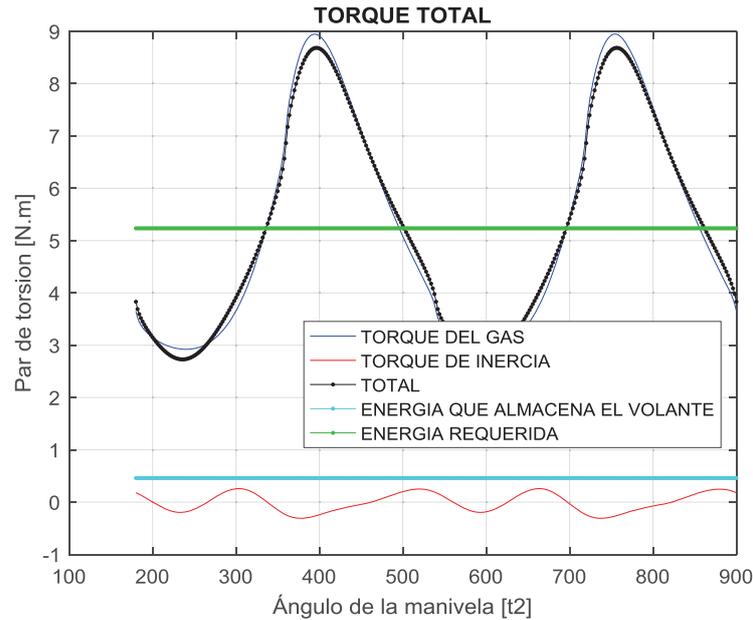


Figura 3.14. Energía cinética que almacena en Volante de inercia (Fuente propia).

La gráfica muestra que este volante utilizado, no almacena la energía cinética necesaria, que ayuda a que ayude a pasar al mecanismo por el PMS y el PMI.

$$m_v = 2 \text{ Kg} \quad \text{Masa del volante}$$

$$r_g = 0.09 \text{ m} \quad \text{Radio de giro.}$$

(Dubbel, 1952), sugiere para un volante con aros:

$$I_f = 0.9 * m_v * r_g^2$$

$$I_f = 0.9 * 2 * 0.09^2 = 0.0146 \text{ Kg.m}^2$$

$$I_f = 0.0146 \text{ Kg.m}^2$$

La energía cinética que almacena el volante, con la ecuación 2.57, tenemos:

$$E_v = k * I * \omega_2^2$$

$$\text{Si, } \omega_2 = 240 \text{ rpm} = 240 * 2 * \frac{\pi}{60} = 8 \pi \text{ rad/s};$$

Si, el coeficiente de fluctuación es: $k = 0.05$

$$E_v = 0.05 * 0.0146 * (8 \pi)^2$$

$$E_v = 0.4611 \text{ J}$$

Esta energía cinética que almacena no es suficiente, como veremos a continuación.

Entonces con el sustento teórico y ecuaciones del apartado 4.3.5.2, que sugiere una integración asumiendo una línea referencial promedio (5.2352 J), tenemos:

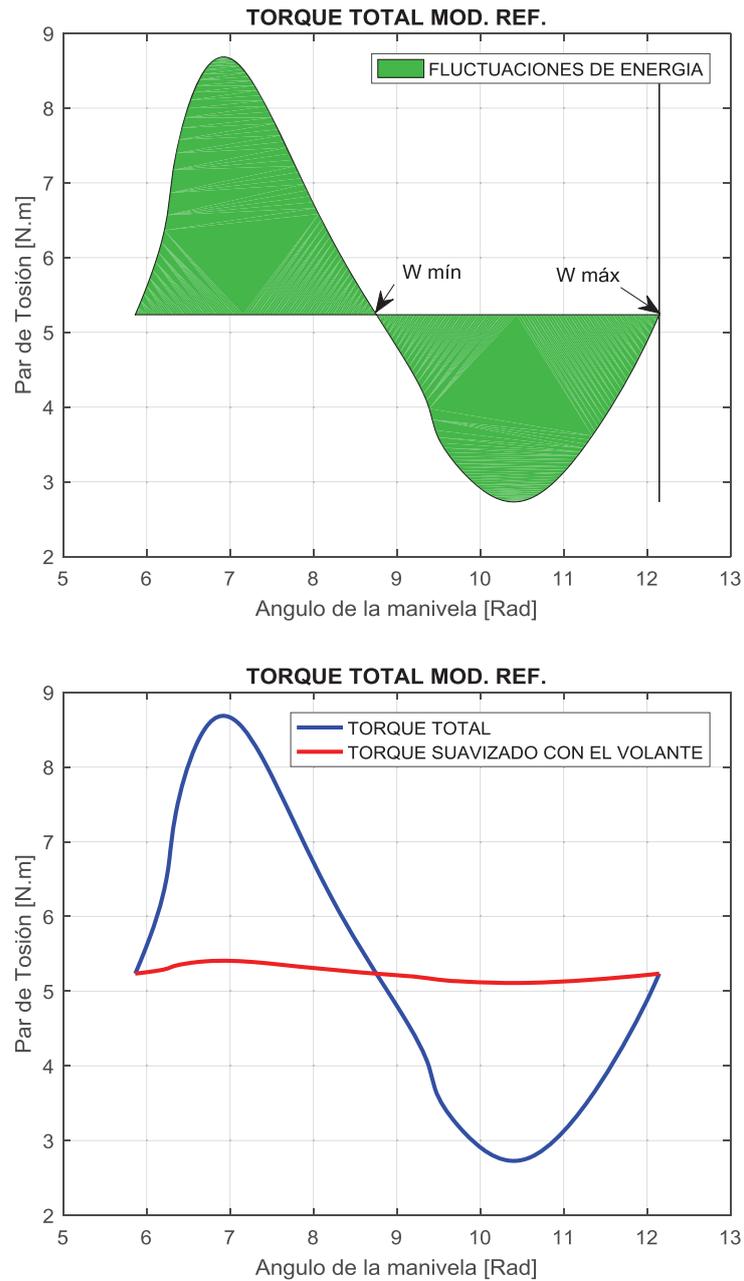


Figura 3.15. Fluctuaciones de energia M. Ref. (superior) & Torque suavizado con el volante (inferior) [Fuente propia].

De la figura 3.14, se muestra que es necesario suavizar las oscilaciones del par de torsión durante el ciclo.

Entonces, la función del par de torsión total en una revolución de la manivela se integra, pulso a pulso, con respecto a su valor promedio. Estas integrales representan fluctuaciones de energía en el sistema. Calculamos por separado cada área, las positivas y negativas.

- Pulso de energía (+): Energía suministrada por el impulsor.
- Pulso de energía (+): Energía que intenta regresar de los eslabones.

La figura 3.15 superior, muestra las fluctuaciones de energía en el sistema, también se aprecia:

- ω_{\min} , ocurrirá después de que la energía positiva máxima ha sido entregada del motor a la carga
- ω_{\max} , ocurrirá después de que la máxima energía negativa ha sido regresada a la carga

Con la integración trapecio, calculamos las áreas sombreadas con la función trapz en Matlab

Area superior = 5.5341 J

Area inferior=5.2930 J

Entonces, la:

$$\text{Energía necesaria del volante de inercia} = 5.5341 \text{ J}$$

La figura 3.15 inferior, muestra como variaría el torque con la influencia de un volante supuesto y para definir las medidas del volante necesitamos lo siguiente: conocer la inercia del volante.

El momento de inercia de masa del volante físico: I_f .

$$E_v = k * I_f * \omega^2$$

$$I_f = \frac{5.5341}{0.05 * \left(240 * \frac{2 * \pi}{60}\right)^2} = 0.17522 \text{ Kg. m}^2$$

(Dubbel, 1952) sugiere para un volante con aros:

$$I_f = 0.9 * m_v * r_g^2$$

$$0.17522 = 0.9 * m_v * r_g^2$$

Requerimos un volante de aros de las siguientes características:

$$m_v = 8.2 \text{ Kg}$$

$$r_g = 0.15 \text{ m}$$

3.2.7. Método de Ensamblaje - Componentes

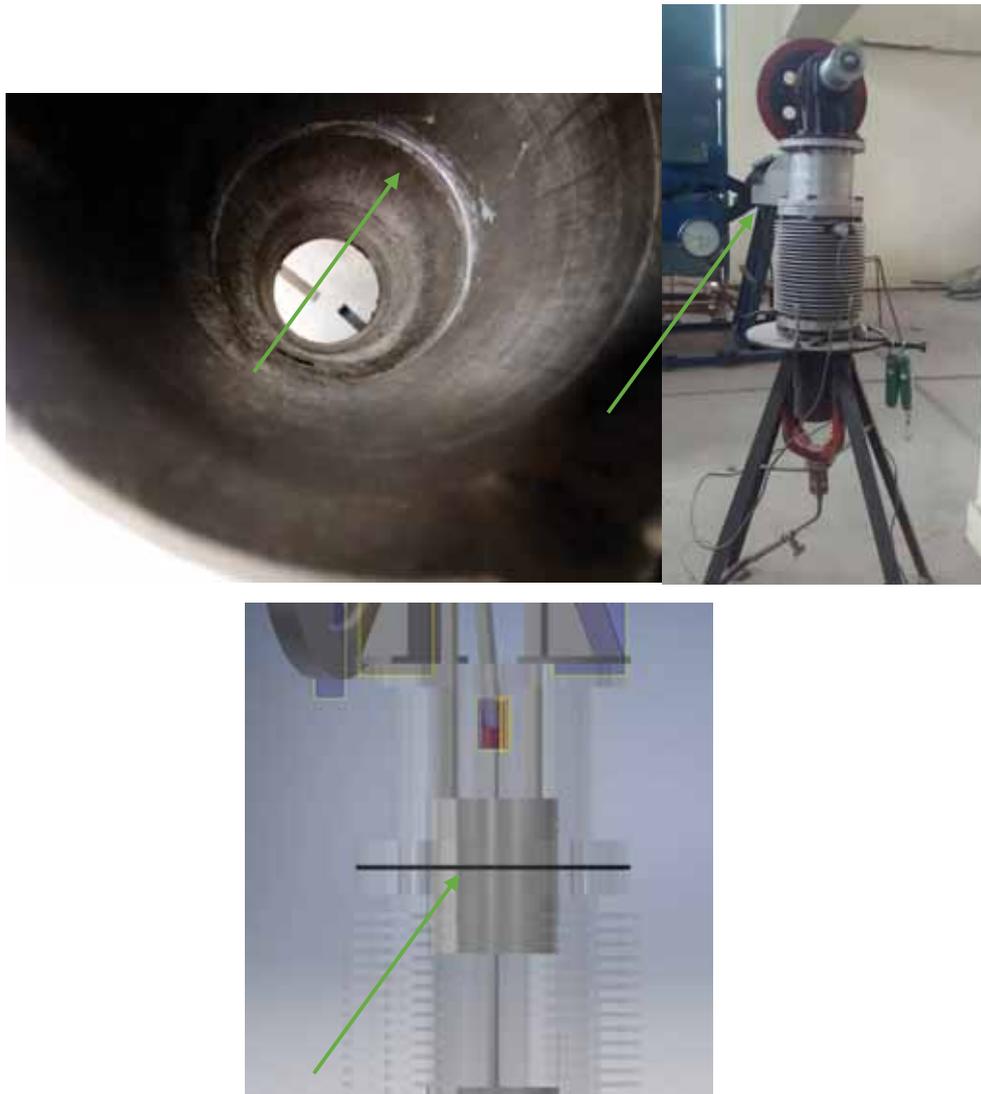


Figura 3.16. Interior del motor Stirling (Fuente propia).

En la figura 3.16 muestra el diseño de la construcción del módulo de referencia no siendo favorable pues se observa que al momento del montaje siempre existirá un error al unir las piezas (no están concéntricas), y es justamente por la unión de estas por donde se **desplaza el pistón de potencia** lo que produce rozamiento adicional, dicho en otras palabras impide su libre desplazamiento.

3.3. Quemador



Figura 3.17. Quemador (Fuente propia).

En la figura 3.17 la ubicación del quemador está de tal manera que combustiona por la parte alta de la zona caliente.



Figura 3.18. El quemador en operación (Fuente propia).

En la figura 3.18 se observa el calentamiento con el quemador usado es ineficiente para alcanzar la temperatura requerida, pues el volumen a calentar se encuentra en la parte inferior de la zona caliente⁵, por tanto se nota claramente el desperdicio de energía calorífica.

⁵ se verifica de acuerdo al plano MO-14, del anexo A

3.4. Graficas De Presión-Volumen en el Módulo de Referencia

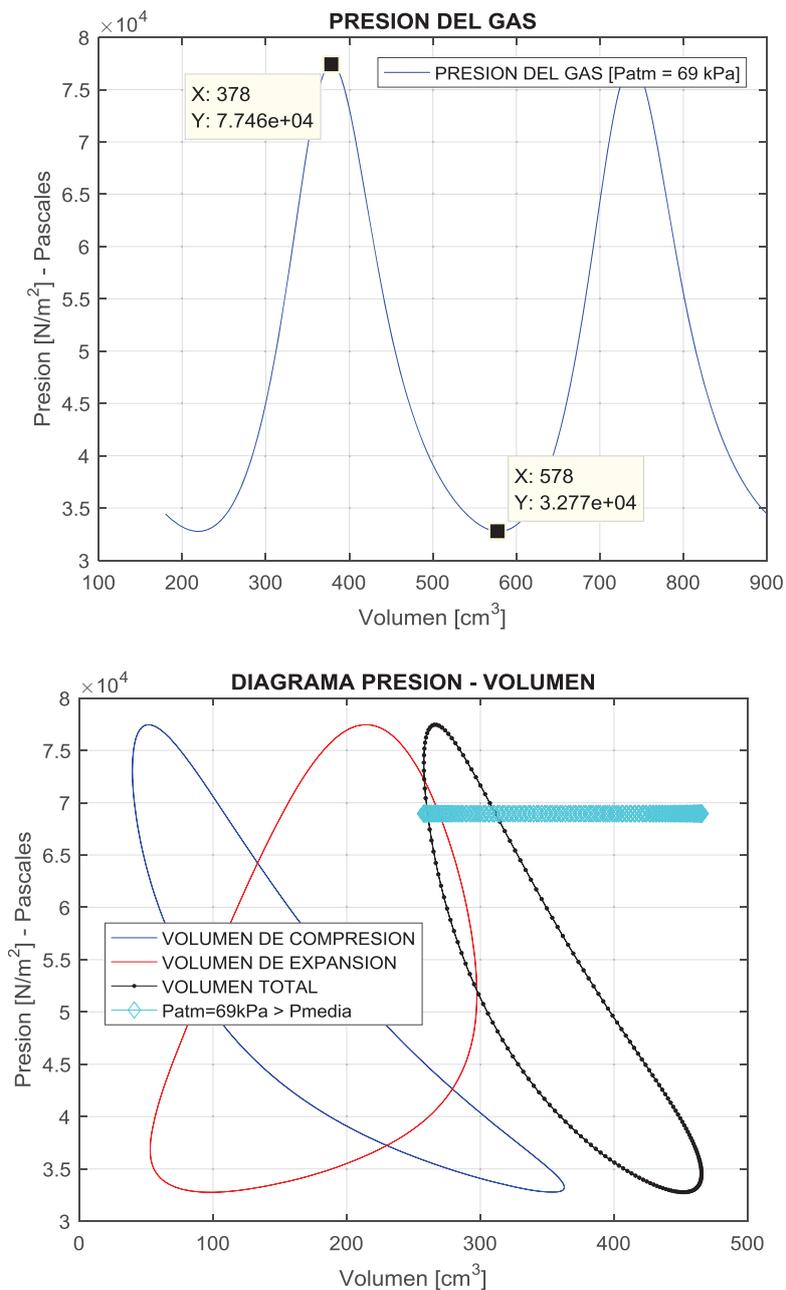


Figura 3.19. Grafica de presión de gas y Presión-volumen del motor stirling de referencia (Fuente propia).

En la figura 3.19 se muestra la curva de presión del aire caliente y las gráficas de presión-volumen de la zona de compresión, de expansión y total del módulo de referencia.

$$P_{\text{máx}}(378^\circ) \cong 77.46 \text{ KPa}$$

$$P_{\text{min}}(578^\circ) \cong 32.77 \text{ KPa}$$

3.5. Torque Total en todo el Conjunto del Mecanismo del Módulo de Referencia

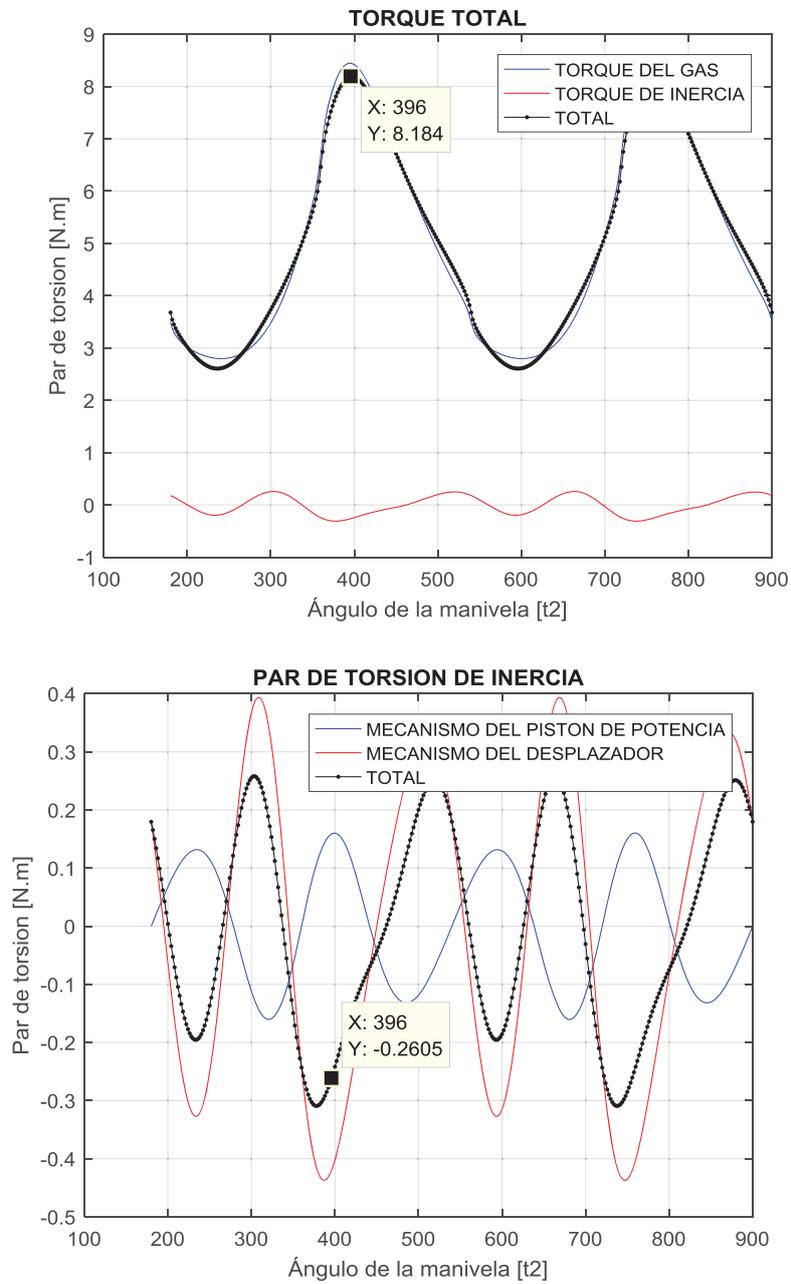


Figura 3.20. Graficas de torque en el motor Stirling de referencia (Fuente propia).

Para un ángulo de 396° en la figura 3.20 se muestra la curva del torque total en el módulo de referencia y par de torsión de inercia que se produce, donde tenemos:

$$T_g + T_i \cong 8.184 \text{ N.m}$$

3.6. Fuerzas Cortantes, Momentos de Flexión y Diámetro Del Eje

De las figuras 3.4 y 3.6, a un ángulo de 386° , tenemos las siguientes fuerzas que se producen en la manivela.

$$F_{tmuP} + F_{ip} = 283.3 \text{ N} + 7.718 \text{ N} = 291.018 \text{ N}$$

$$F_{tmuD} + F_{id} \cong 12.62 \text{ N} + 6.788 \text{ N} = 19.408 \text{ N}$$

Y, para un ángulo de giro de la manivela de 386° , descomponemos las fuerzas en los planos (XY y YZ) ⁶; con ($t_3 = 180 - 176.2298 = 3.77^\circ$; $t_{31} = 180 - 164.9312 = 15.06^\circ$)⁷, para luego determinar los momentos producidos al trasladar la fuerza al centro del eje de la manivela, con la teoría de la descomposición de una Fuerza en una Fuerza en un punto O y un Par.

Fuerzas Verticales - PLANO XY

- Momento producido por la fuerza del pistón de potencia al centro del eje del cigüeñal, en el eje Y.

$$M1 = M2 = (F_{px}) * r1 * \sin(26)$$

$$M1 = M2 = \left(\frac{291}{2}\right) * \cos(3.77) * (0.03 * \sin(26)) = 1.91 \text{ N.m (+)}$$

- Momento producido por la fuerza del mecanismo del desplazador al centro del eje del cigüeñal, en el eje Y.

$$M3 = (F_{dx}) * r2 * \cos(26)$$

$$M3 = (19.4) * \cos(15.06) * 0.035 * \cos(26) = 0.589 \text{ N.m (+)}$$

$$\text{Momento Torsor en el eje Y } (2 * 1.91 + 0.589) = 4.41 \text{ N.m (+)}$$

$$P1 = m_v * g = 2 * 9.81 \cong 20 \text{ N}$$

$$P2 = P3 = \left(\frac{291}{2}\right) * \cos(3.77) = 145.2 \text{ N}$$

$$P4 = (19.408) * \cos(15.06) = 18.74 \text{ N}$$

⁶ del plano MO-17 del anexo A

⁷ Datos tomados del anexo B

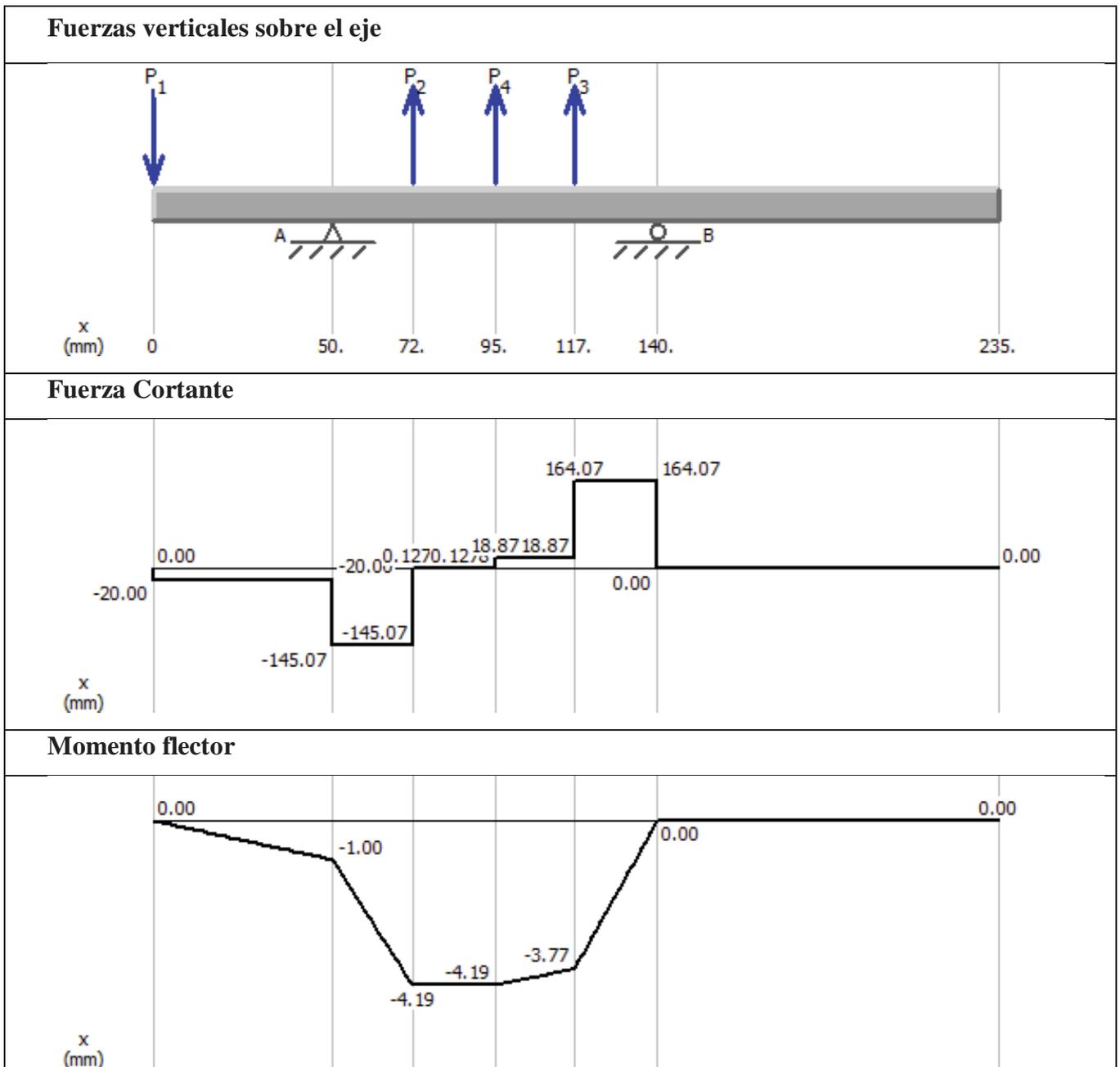


Figura 3.21. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos de flexión (PLANO XY) (Fuente propia).

De la sumatoria de momentos en el plano XY en los puntos A y B; $\sum M_a = 0$ y $\sum M_b = 0$.

Las reacciones respectivas son: $R_{a-x} = 125.07 \text{ N} \downarrow$ y $R_{b-x} = 164.07 \text{ N} \downarrow$

Fuerzas horizontales - PLANO YZ

- Momento producido por la fuerza del pistón de potencia en la manivela al centro del eje del cigüeñal, en el eje Y.

$$M1 = M2 = (Fpz) * r1 * \cos(26)$$

$$M1 = M2 = \left(\frac{291}{2}\right) * \sin(3.77) * 0.03 * \cos(26) = 0.258 \text{ N.m (+)}$$

- Momento producido por la fuerza del mecanismo del desplazador al centro del eje del cigüeñal, en el eje Y.

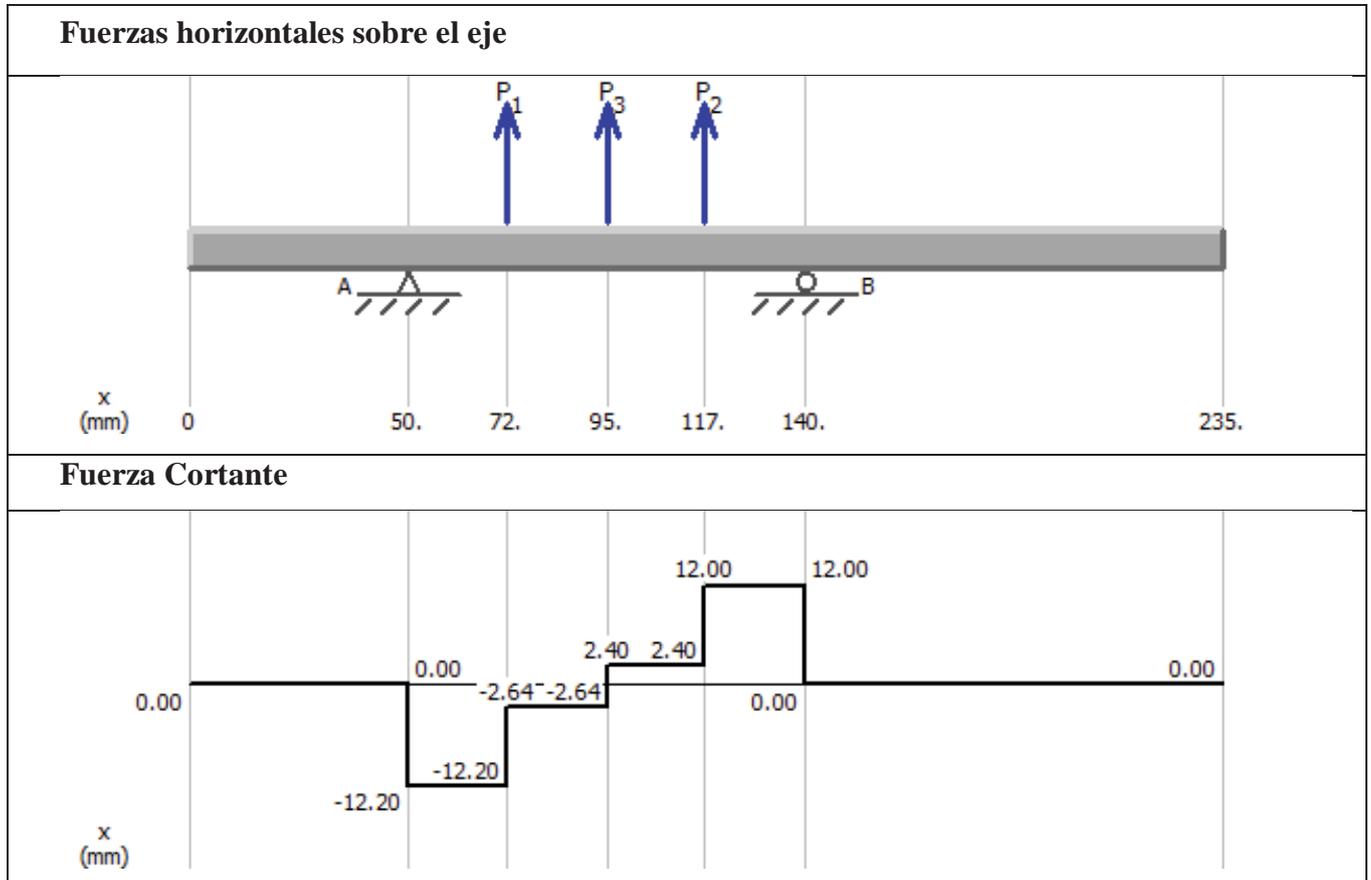
$$M3 = (Fdz) * r2 * \sin(26)$$

$$M3 = (19.4) * \sin(15.06) * 0.035 * \sin(26) = 0.077 \text{ N.m (-)}$$

Momento torsor, en el eje Y, $(2 * 0.258 - 0.077) = 0.4385 \text{ N.m (+)}$

$$P1 = P2 = \left(\frac{291}{2}\right) * \sin(3.77) = 9.56 \text{ N}$$

$$P3 = (19.4) * \sin(15.06) = 5.04 \text{ N}$$



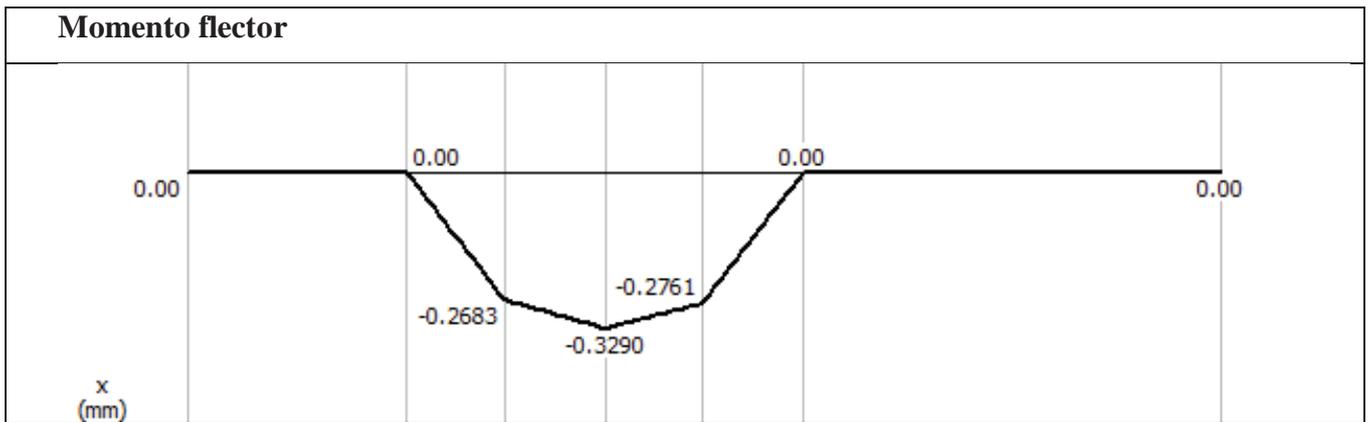


Figura 3.22. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos de flexión (PLANO XZ) (Fuente propia).

De la sumatoria de momentos en el plano XZ en los puntos A y B; $\sum Ma = 0$ y $\sum Mb = 0$.

Las reacciones respectivas son: $R_{a-z} = 12.20 \text{ N}$ y $R_{b-z} = 12.0 \text{ N}$

Entonces la reacción total en el **apoyo A**, es: ↓ ↓

$$R_a = \sqrt{(R_{a.x})^2 + (R_{a.z})^2}$$

$$R_a = \sqrt{125.07^2 + 12.2^2}$$

$$R_a = 125.66 \text{ N}$$

Entonces la reacción total en el **apoyo B**, es:

$$R_b = \sqrt{(R_{b.x})^2 + (R_{b.z})^2}$$

$$R_b = \sqrt{164.07^2 + 12^2}$$

$$R_b = 164.5 \text{ N}$$

Tabla 3.3. Tabla resumen de fuerzas y momentos sobre eje del cigüeñal (M. de referencia)

FUERZAS VERTICALES $t_2=386^\circ$		MOMENTO TORSOR		MOMENTO FLECTOR (95 mm)
VOLANTE	20 N			4.19 N.m
MECANISMO PISTON DE POTENCIA (x2)	145.2 N	1.91 N.m (+)	4.41 N.m	
MECANISMO DESPLAZADOR	18.74 N	0.589 N.m (+)		
FUERZAS HORIZONTALES $t_2=386^\circ$		MOMENTO TORSOR		MOMENTO FLECTOR
MECANISMO PISTON DE POTENCIA (x2)	9.56 N	0.258 N.m (+)	0.4385 N.m	0.329 N.m
MECANISMO DESPLAZADOR	5.04 N	0.077 N.m (-)		

Nota: Resumen de resultados (Fuente propia)

Con un **momento flector total** de;

$$\sqrt{4.19^2 + 0.329^2} = 4.2 \text{ N.m}, \text{ a una posición de } 95\text{mm}$$

Con un **momento torsor total** en el eje de;

$$(4.41 + 0.4385) = 4.8485 \text{ N.m}$$

Con la teoría de la máxima energía de distorsión (**von Mises**), calculamos el diámetro del eje:

$$\sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 * (\tau_{xy})^2} = \sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm} = \frac{\sigma_{Lim}}{F.S}$$

En cuanto a los valores de F.S recomendado por (Rodriguez Hernandez, 2009), se tiene lo siguiente:

F.S = 1,2...1,8 Seguridad a la fluencia

F.S = 1,2...3 Seguridad a la rotura

Asumiendo un F.S. de 1.5, y un acero ASTM A36 con un esfuerzo a la fluencia de 250 MPa tenemos

$$\sqrt{\left(\frac{32 * 4.2}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 4.84}{\pi * d^3}\right)^2} = \frac{250 * 10^6 Pa}{1.5}$$

$$\frac{1}{d^3} \sqrt{\left(\frac{32 * 4.2}{\pi}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 4.84}{\pi}\right)^2} = \frac{250 * 10^6 Pa}{1.5}$$

$$\sqrt[3]{\frac{\sqrt{\left(\frac{32 * 4.2}{\pi}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 4.84}{\pi}\right)^2}}{250 * 10^6 / 1.5}} = d$$

$$d = 0.007134m \cong 7.2 mm \geq \frac{5}{16}''$$

El diámetro mínimo calculado del eje del cigüeñal es 7.2 mm, el cual es muy parecido a lo calculado en la tesis de referencia⁸ que es 7.68mm.

⁸ “MODULO EXPERIMENTAL DE UN MOTOR DE COMBUSTION EXTERNA STIRLING” (pág. 89)

3.7. Eficiencia Térmica del Módulo de Referencia

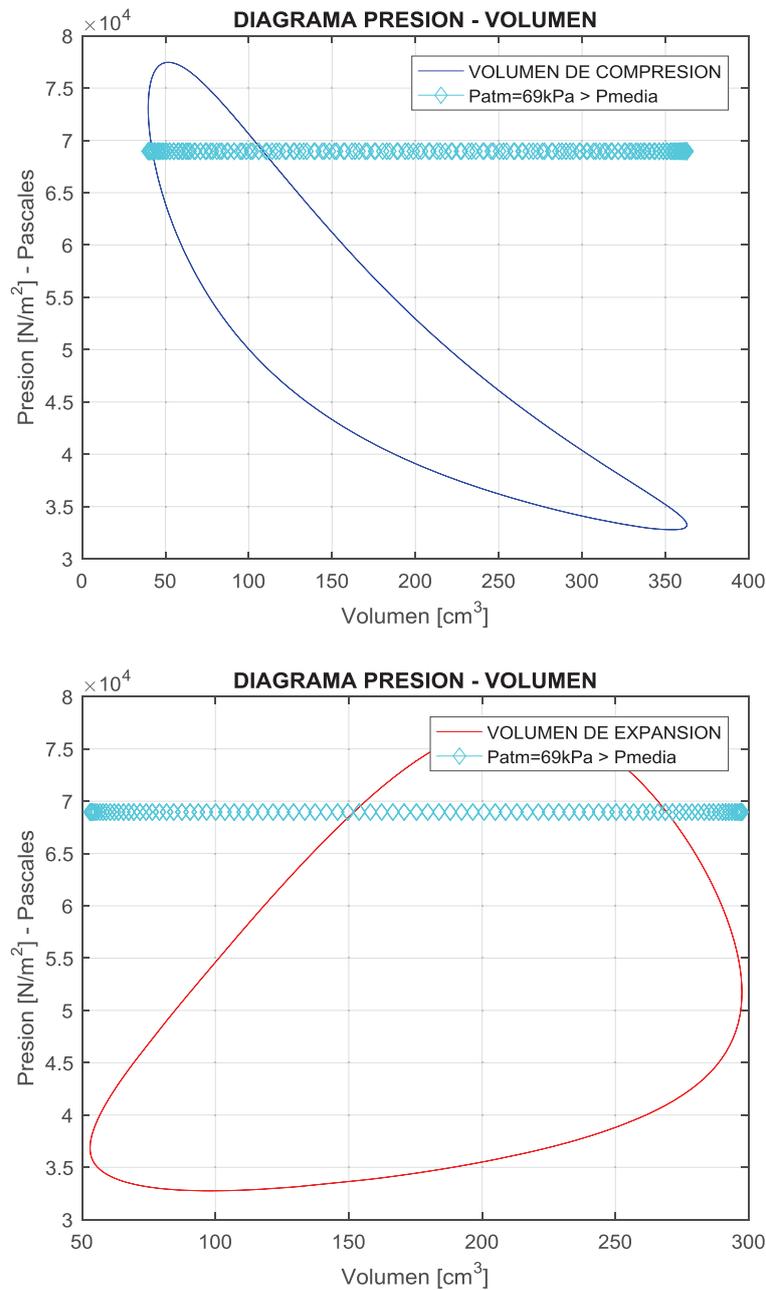


Figura 3.23. Diagrama de Presion-Volumen, zona fria (Azul) y zona caliente (Rojo) [Fuente propia].

En la figura 3.23 se muestra las gráficas de presión-volumen de la zona de compresión, de expansión y la presión de amortiguamiento, en este caso la presión atmosférica.

De la figura 3.19, tenemos;

Fabio Zegarra, considera: $P_{media} = \sqrt{P_{m\acute{a}x} * P_{m\acute{i}n}}$

$$P_{media} = \sqrt{77.46 * 10^3 * 32.77 * 10^3}$$

$$P_{media} = 50382.18 \text{ Pascales}$$

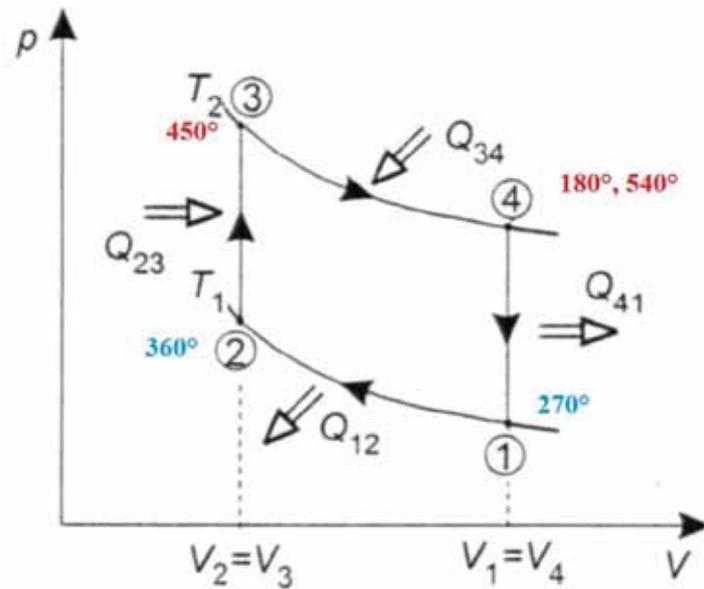


Figura 3.24. Diagrama p-V del ciclo Stirling Ideal (Deicher & Patrick, 2011) Modificado.

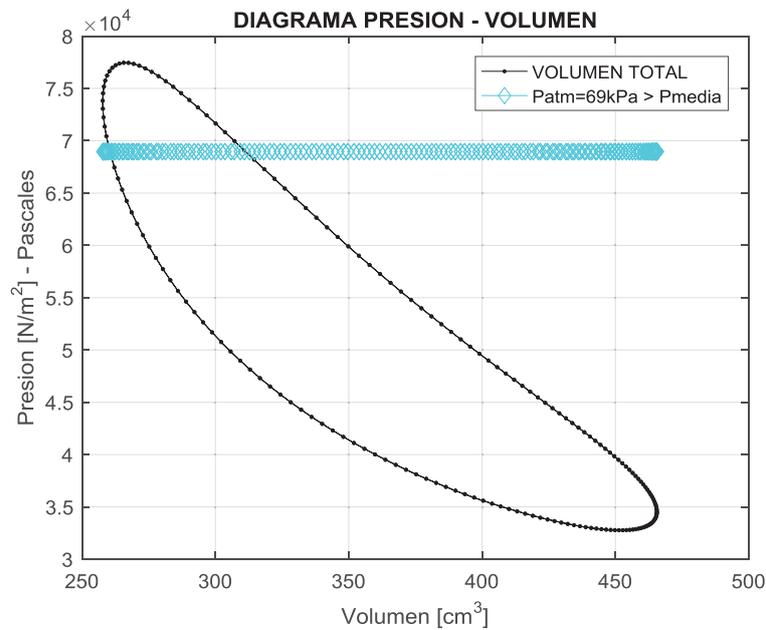


Figura 3.25. Diagrama p-V del ciclo Stirling (Fuente propia).

En la figura 3.25 se muestra las gráficas de presión-volumen total del módulo de referencia y la presión de amortiguamiento, en este caso la presión atmosférica.

Con la base teórica y las ecuaciones del apartado 2.2.3, tenemos:

Temperaturas de los ambientes dentro del motor Stirling

$$T_c = 40 + 273.15 = 313.15 \text{ K}$$

$$T_e = 280 + 273.15 = 553.15 \text{ K}$$

Constante del aire como gas ideal

$$R = 0.287; \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Masa del aire dentro del motor Stirling

$$m = 1.5485 * 10^{-4} \text{ Kg}$$

Calor específico del aire a volumen constante, a las temperaturas respectivas de cada ambiente.

$$C_{ve} = 768 \text{ J/Kg} * \text{K}$$

$$C_{vc} = 728 \text{ J/Kg} * \text{K}$$

Volumen máximo y mínimo dentro del motor Stirling. ($l_{\text{máx}}$ & l_{min}),

$$V_{pms} = 0.08383 * A_c + 0.05362 * A_{ce} ; \quad \text{Volumen cuando el pistón está en el punto muerto superior.}$$

$$V_{pmi} = 0.02383 * A_c + 0.05362 * A_{ce} ; \quad \text{Volumen cuando el pistón está en el punto muerto inferior.}$$

Donde A_c y A_{ce} , son las áreas del cilindro en la zona de enfriamiento y de calentamiento respectivamente, son tomadas de los planos⁹. Considerando una disminución porque existe el vástago del desplazador en el área de enfriamiento.

$$A_c = \frac{\pi * D_c^2}{4} - \frac{(\pi * 0.006^2)}{4}$$

$$A_c = 0.0034897 \text{ m}^2$$

$$A_{ce} = \frac{\pi * D_c^2}{4}$$

$$A_{ce} = 0.0035 \text{ m}^2$$

Entonces:

$$V_{pms} = 447.54 \text{ cm}^3$$

$$V_{pmi} = 269.735 \text{ cm}^3$$

⁹ Datos tomados de los planos MO-13 & MO-15 del anexo A.

$$V_S = A_c * 0.011446 + 0.01345 * A_{ce} \quad \text{Volumen muerto total}$$

$$V_S = 86.55 \text{ cm}^3$$

$$V_{t'} = V_S + 0.08383 * A_c + 0.05362 * A_{ce} \quad \text{Volumen total más volumen muerto total}$$

$$V_{t'} = 564.1 \text{ cm}^3$$

Relación de volumen muerto entre volumen total K_{st}

$$K_{st} = \frac{V_S}{V_{t'}} = \frac{86.55 \text{ cm}^3}{564.1 \text{ cm}^3}$$

$$K_{st} = 0.1534$$

Relación de compresión

$$R_c = \frac{V_{pms}}{V_{pmi}} = \frac{447.54 \text{ cm}^3}{269.735 \text{ cm}^3}$$

$$R_c = 1.7704$$

CALOR CEDIDO

COMPRESION ISOTERMICA

$$Q_{12} = 1000 * m * R * T_c * \ln((V_{pms})/(V_{pmi}))$$

$$Q_{12} = -7.9498 \text{ J}$$

ENFRIAMIENTO ISOCORICO

$$Q_{41} = -m * C_{vc} * (T_e - T_c)$$

$$Q_{41} = -27.0562 \text{ J}$$

CALOR AÑADIDO

EXPANSION ISOTERMICA

$$Q_{34} = 1000 * m * R * T_e * \ln((V_{pmi})/(V_{pms}))$$

$$Q_{34} = 14.0425 \text{ J}$$

CALENTAMIENTO ISOCORICO

$$Q_{23} = m * C_{ve} * (T_e - T_c)$$

$$Q_{23} = 28.5428 \text{ J}$$

TOTAL CALOR AÑADIDO

$$Q_{in} = Q_{23} + Q_{34}$$

$$Q_{in} = 42.5853 \text{ J}$$

TOTAL CALOR CEDIDO

$$Q_{out} = Q_{12} + Q_{41}$$

$$Q_{out} = -35.0059 \text{ J}$$

Tabla 3.4. Resumen de resultados de los flujos de calor M. de Referencia

CALOR CEDIDO		TOTAL CALOR CEDIDO	TRABAJO NETO Wnet = Qin – Qout
COMPRESION ISOTERMICA	ENFRIAMIENTO ISOCORICO		
-7.9498 J	-27.0562 J	-35.0059 J	
CALOR AÑADIDO		TOTAL CALOR AÑADIDO	Wnet = 7.5793 J
EXPANSION ISOTERMICA	CALENTAMIENTO ISOCORICO		
14.0425 J	28.5428 J	42.5853 J	

Nota: Flujos de calor (Fuente propia).

Y la eficiencia térmica-teórica del sistema del módulo de referencia es:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{35}{42.58} = 0.178 = 17.8 \%$$

Del cuadro resumen anterior, requerimos 42.5853 J de energía por ciclo.

Entonces la Potencia indicada que necesita nuestro modulo, por parte de la fuente de calor; a una velocidad nominal de operación de 240 rpm, es:

$$P_{in} = 42.5853 \frac{J}{rev} * 240 \frac{rev}{60s}$$

$$P_{in} = 170.3412 \text{ Watts}$$

La potencia efectiva del módulo de referencia,

$$P_e = T_{prom} * n * \frac{2 * \pi}{60}$$

$$P_e = 5.2352 * 240 * \frac{2 * \pi}{60}$$

$$P_e = 131.57 \text{ Watts}$$

La eficiencia mecánica, es

$$\eta_{mec} = \frac{P_e}{P_i}$$

$$\eta_{mec} = \frac{131.57}{170.3412} = 0.7724$$

Esta eficiencia mecánica teórica, será afectada por las pérdidas mecánicas.

CONSUMO DE GLP

Si, 1Watts = 0.8598 Kcal/h, y el poder calorífico del GLP¹⁰ es 22 244 Kcal/m³

Entonces, 170.3412 Watts = 146.47 Kcal/h, con este dato obtenemos el flujo másico de GLP requerido.

$$\text{Consumo de Glp} = \frac{146.47 \text{ Kcal/h}}{22\,244 \text{ Kcal/m}^3}$$

$$\text{Consumo de Glp} = 65.847 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{h}$$

¹⁰ Recuperado de <http://srvgart07.osinerg.gob.pe/webdgn/contenido/diferencias-fisico-quimicas-gn-glp.html>

CAPITULO IV

REDISEÑO

La determinación de una geometría óptima, minimizarán las pérdidas de potencia asociadas a la máquina, lo que conlleva un aumento de rendimiento.

El estudio de un nuevo diseño de motor Stirling requiere la revisión de los ya existentes, sus ventajas e inconvenientes. Los motores Stirling pueden diseñarse para que funcionen con muchos mecanismos de transmisión basados en las tres configuraciones principales, alfa, beta y gamma. Se han propuesto cientos de combinaciones con diferentes tipos de configuración y accionamientos mecánicos pero pocos triunfan más allá de los prototipos. Una razón de ello es el uso de mecanismos de configuración e impulsión inadecuados, lo que conduce a una baja relación potencia/peso y reduce la viabilidad económica. (Egas & Clucas, 2018).

En este capítulo, tomando como base el diseño del motor Stirling de referencia tipo beta, se realizó un rediseño mecánico que consigue mejorar la eficiencia térmica modificando la geometría de los componentes mecánicos, se consigue una funcionabilidad según los parámetros de funcionamiento para una correcta operación.

También, se plantea una alternativa de solución para superar los inconvenientes encontrados respecto al sellado y la temperatura requerida de la máquina térmica. Se incluyen resultados gráficos de fuerzas de ambos mecanismos (pistón de potencia y desplazador), espaciamientos, velocidades, aceleraciones, fuerzas actuantes en el cigüeñal, se realiza un cálculo del volante de inercia, se evalúa las consideraciones de diseño para el cilindro de enfriamiento respecto al desplazamiento del pistón de potencia. Estas modificaciones mecánicas consiguen un movimiento más uniforme de los mecanismos, permitiendo a la vez la reducción del torque de inercia de la máquina térmica.

Seguidamente se presentan resultados de presión dentro del cilindro, sus diagramas Presión-Volumen respectivos para cada espacio de trabajo, el torque alcanzado. Luego se hace un cálculo del diámetro del eje del cigüeñal tomando en consideración la fuerza máxima. También se incluye el cálculo por fatiga para el eje del cigüeñal. Y por último se calcula la eficiencia térmica del módulo de referencia, la potencia efectiva, y el consumo de GLP.

También se incluyen estudios sobre la presión de amortiguamiento y su influencia en este tipo de máquinas térmicas, pues absorbe, almacena y retorna energía al sistema. Se muestra efectos de la presión de amortiguamiento sobre la transferencia de energía, además se menciona

sobre una presión de amortiguamiento óptima para conseguir la máxima eficiencia mecánica.

En este capítulo se tomarán las consideraciones, de presión de amortiguamiento, velocidad de operación, regenerador, tipo de fluido y relación de compresión; importantes para el rediseño que se verán más adelante.

Las decisiones tomadas durante el proceso de rediseño están basadas en los resultados de los análisis termodinámico y mecánico respectivamente, obtenidos en el capítulo anterior; y de otros factores ya mencionados previamente, para el correcto funcionamiento.

Con objeto de tener un criterio que permita valorar la validez de los resultados obtenidos se lleva a cabo una contrastación de resultados del software Matlab y Autodesk Inventor

Tabla 4.1. *Medidas del Módulo Rediseñado*

Datos generales del motor Stirling Rediseñado		
Tipo	Beta	---
Fluido de trabajo	Aire	---
Angulo de desfase	90	°
Velocidad Operacional	240	RPM
T. espacio de enfriamiento	313	K
T. espacio caliente	553	K
Presión media	50.4	KPa
Presión de amortiguamiento	69	KPa
<i>Pistón de potencia</i>		
Diámetro	38	mm
Carrera	30	mm
Longitud del pistón	20	mm
Longitud de la biela	75	mm
Longitud de la manivela	15	mm
Esp. del volumen muerto En la zona de enfriamiento	5.47	mm
<i>Embolo de desplazamiento</i>		
Diámetro	37	mm
Carrera	30	mm
Longitud del embolo	106	mm
Longitud del vástago	131	mm
Longitud de la biela	45	mm
Longitud de la manivela	15	mm
Esp. del volumen muerto En la zona de calentamiento	2.42	mm
<i>Volante de inercia</i>		
Masa	2.5	Kg
Radio de giro	120	mm
<i>Cigüeñal</i>		
Diámetro del eje	10	mm

Nota: Parametros geometricos del módulo Rediseñado (fuente propia)

4.1. El Pistón de Potencia y su Sellado



Figura 4.1. Motor rediseñado (Fuente propia).



Figura 4.2. Nuevo piston de potencia (Fuente propia).

En la figura 4.2 se observa el nuevo pistón de potencia con sus respectivas modificaciones; presento y recomiendo:

- Dentro del agujero por donde se desplaza el vástago del desplazador, necesariamente debemos colocar un o'ring, para evitar pérdidas de presión.
- Reducimos el área de rozamiento y además será preciso colocar un o'ring alrededor de este, reduciendo al mínimo las perdidas por rozamiento y pues garantizamos a la vez la hermeticidad del fluido de trabajo.

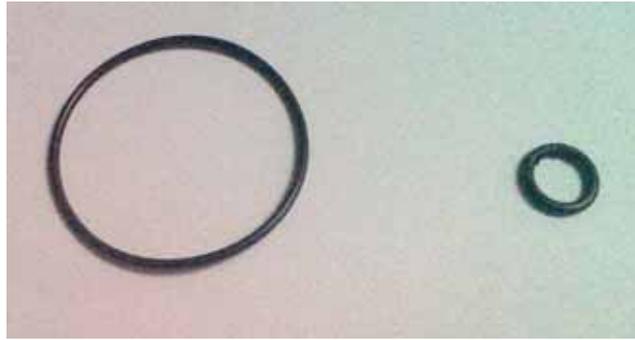


Figura 4.3. O'rings para el nuevo piston de potencia (Fuente propia).

4.2. Quemador



Figura 4.4. Quemador nuevo del motor stirling (Fuente propia).

En la figura 3.18 se puede apreciar que el quemador que utilizaba el módulo de referencia, pues no logra la temperatura propuesta en la zona caliente del motor Stirling, de esta manera planteo el uso de un quemador de GLP comercial que si garantiza el calentamiento a la temperatura propuesta de la zona caliente que es sumamente importante pues la temperatura del fluido dentro del cilindro es oscilante (como veremos en la Fig. 4.7), en este sentido alcanzar y mantener una temperatura es importante.

4.2.1. Referencias de Temperaturas Reales en el Calentador

La distribucion de temperaturas mostrada en la figura 4.5 se realizó usando un **termómetro infrarrojo**, marca Fluke, que tiene un rango entre 0 – 900 °C. La medición fue hecha durante el funcionamiento del motor, después de 30 minutos de haber empezado el movimiento, esto para que las partes que no están sometidas directamente a calor, como, por ejemplo, el mecanismo, plancha soporte, soporte, volante, alcancen cierta temperatura de equilibrio. Todas

las mediciones son en la parte externa de las diferentes partes del motor (Aguero Zamora, 2006).

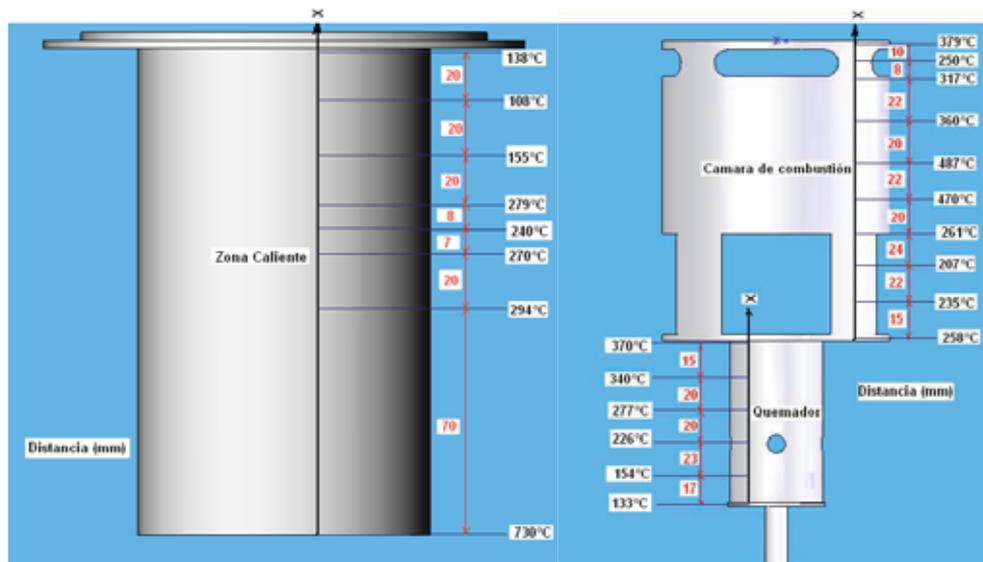


Figura 4.5. Distribución de temperaturas en la zona caliente y en el quemador (Aguero Zamora, 2006).

El calentador (zona caliente) de un motor Stirling tiene por misión transmitir calor desde un medio exterior caliente hacia el fluido de trabajo, a la vez debe conducir este fluido en su recorrido por el interior del dispositivo. Siempre se sitúa a la salida de la cámara de expansión, a pesar de que, a menudo, la misma cámara forma parte del calentador. Los procesos de transferencia de calor que intervienen en el calentador son tres, y cada uno condiciona a su manera el diseño de este elemento (Zegarra Choque, 2004).

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

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

- **Convección de la pared hacia el fluido de trabajo:** este fluido es denso, comprimido y se mueve a gran velocidad; esto facilita la transferencia de calor. Por lo tanto un pequeño (ΔT°) será suficiente. Este proceso de transferencia no suele ser problemático

4.2.2. Variación de la Temperatura de Trabajo

Es interesante conocer las variaciones de temperatura de los cilindros en un motor Stirling. Podemos saber más o menos la temperatura del fluido de trabajo a partir de las variaciones de temperatura de los cilindros.

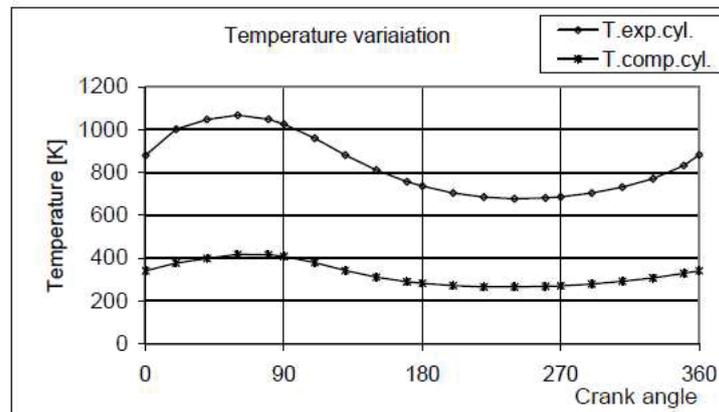


Figura 4.6 Variaciones de temperatura del cilindro (C S, 2011).

Al comienzo de la carrera de transferencia, moviendo el fluido de trabajo del extremo frío al caliente, se ve que **la temperatura del cilindro caliente** (curva superior) está aumentando. Esto se debe al hecho de que el cilindro está más o menos vacío en el escenario. A medida que avanza la carrera y cada vez más líquido entra en el cilindro, la temperatura alcanza su punto máximo y, finalmente, comienza a disminuir.

La **temperatura del cilindro frío** aumenta a medida que el fluido de trabajo se calienta debido a la compresión. El pico en la temperatura se ve cerca del final de la carrera de transferencia del fluido de trabajo desde el extremo frío al caliente. A partir de ese momento, la temperatura desciende ya que no hay o hay menos fluido de trabajo dentro del cilindro (C S, 2011).

Fabrizio Alberti y Luigi Crema en su artículo de Stirling de media temperatura, realizan una simulación de temperatura dentro y fuera de las zonas caliente y fría respectivamente.

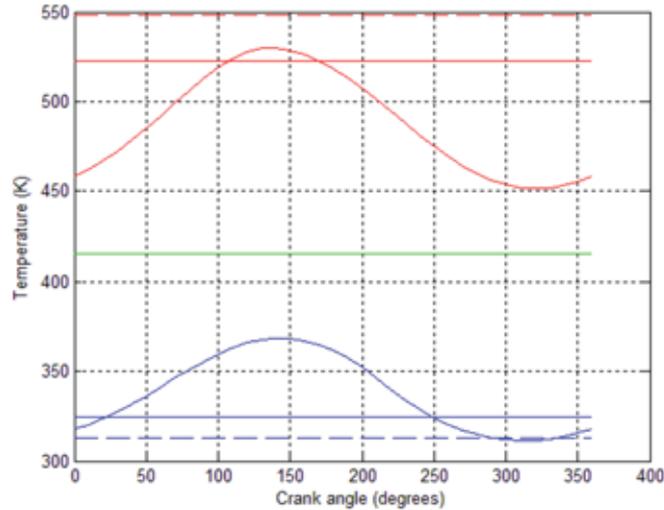


Figura 4.7 Temperatura de la pared y del gas [Nitrógeno] frente al ángulo del cigüeñal (Alberti & Crema, 2014).

- rojo discontinuo = temperatura de la fuente caliente,
- rojo constante temperatura del calentador,
- rojo variable temperatura del espacio de compresión,
- verde = temperatura media del regenerador,
- azul variable = temperatura del espacio de compresión,
- azul constante = temperatura de la zona fría,
- azul discontinuo = temperatura de fuente fría

La Fig. 4.7 muestra los resultados de la simulación de la temperatura en los espacios de trabajo. La resistencia de transferencia de calor de las fuentes a los intercambiadores de calor es responsable de la diferencia entre esas dos temperaturas. La temperatura en compresión y espacio de expansión varía según las suposiciones del modelo. La temperatura media del regenerador es un valor intermedio entre la fuente caliente y fría. Durante la primera parte, la energía térmica del gas pasa a la matriz del regenerador, mientras que durante la segunda parte del ciclo el proceso se invierte. La transferencia neta de calor.

4.3. Sistema Mecánico

4.3.1. Análisis de posicionamiento del Mecanismo del Módulo Rediseñado

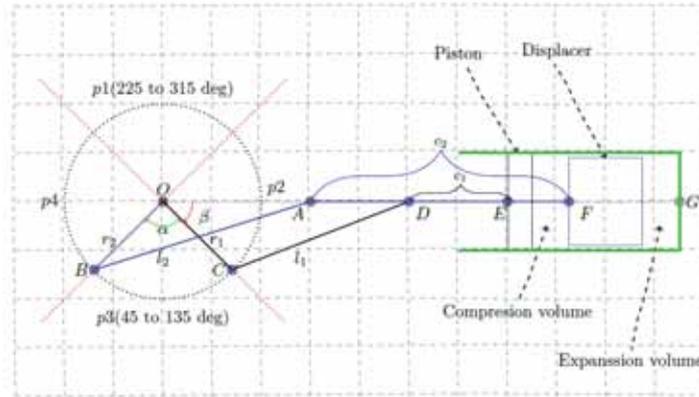


Figura 4.8. Configuración Beta con accionamiento de cigüeñal (Egas & Clucas, 2018)

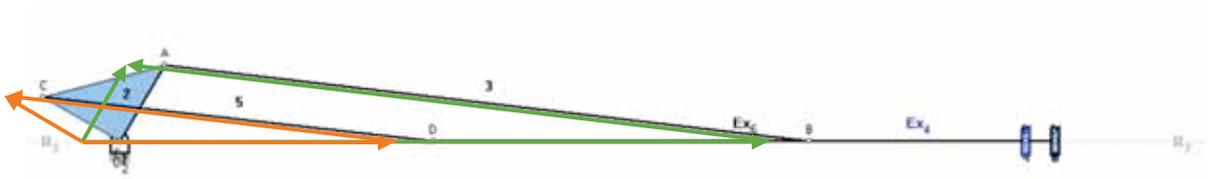
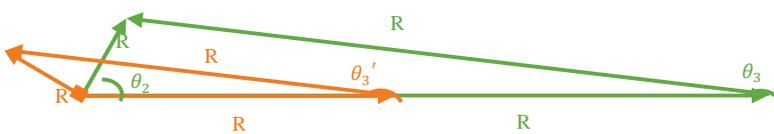


Figura 4.9. Diagrama de lazo vectorial del Motor Stirling tipo beta (Fuente propia)

En la figura 4.8 se muestra la configuración beta y en la figura 4.9 el diagrama de lazo vectorial usado en el motor Stirling tipo beta Rediseñado en una posición de 60° de la barra 2 del mecanismo del pistón de potencia.



Lazo vectorial de mecanismos

La variable independiente es θ_2 y esta regida por el movimiento rotativo que pudiera dar un motor, por eso lo llamamos portador de energía. Para resolver esta ecuación introducimos a Euler de la siguiente manera:

$$ae^{i\theta} = a(\cos \theta + i \sin \theta)$$

Y completamos la ecuación, podemos separar la parte real de la imaginaria:

Lazos vectoriales correspondientes a los mecanismos del pistón de potencia y del desplazador:

$$R2 - R3 - R1 = 0$$

$$a - b - d = 0$$

$$ae^{i\theta_2} - be^{i\theta_3} - de^{i\theta_1} = 0$$

$$R2' - R3' - R1' = 0$$

$$a2 - b2 - dm = 0$$

$$a2 e^{i(\theta_2 + \frac{\pi}{2})} - b2 e^{i\theta_3'} - dm e^{i\theta_1} = 0$$

$$dm = d2$$

$$\theta_3' = t31$$

$$f1 = r1 * \cos(t2) - l1 * \cos(t3) - d1$$

$$f2 = r1 * \sin(t2) - l1 * \sin(t3)$$

$$f3 = r2 * \cos(t2 + 90 * \pi/180) - l2 * \cos(t31) - d2 = 0$$

$$f4 = r2 * \sin(t2 + 90 * \pi/180) - l2 * \sin(t31) = 0$$

Tenemos **cuatro sistemas de ecuaciones** con cuatro incógnitas, $(\theta_3, d, \theta_3', dm)$ que lo resolveremos con métodos numéricos, donde:

El jacobiano del sistema:

$$A = \begin{bmatrix} l1 * \sin(t3) & -1 & 0 & 0 \\ -l1 * \cos(t3) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l2 * \sin(t31) & -1 \\ 0 & 0 & -l2 * \cos(t31) & 0 \end{bmatrix}$$

y,

$$B = \begin{bmatrix} -f1 \\ -f2 \\ -f3 \\ -f4 \end{bmatrix}$$

Y la solución es:

$$[X] = -[B][A]^{-1}$$

$$vt3 = X(1)$$

$$vad1 = X(2)$$

$$vt31 = X(3)$$

$$vad2 = X(4)$$

Entonces, sumando las variaciones;

$$t3 = t3 + vt3$$

$$d1 = d1 + vad1$$

$$t31 = t31 + vt31$$

$$d2 = d2 + vad2$$

Datos iniciales:

$$RPM = 240$$

$$g = 9.76$$

$$\omega_2 = 2 * pi * \frac{RPM}{60}$$

$$af2 = 0$$

Realizamos el mismo procedimiento para la obtención de velocidades y aceleraciones

MECANISMO DEL PISTON DE POTENCIA

$$C = [l1 * \sin(t3), -1; -l1 * \cos(t3), 0]$$

$$D = [r1 * w2 * \sin(t2); -r1 * w2 * \cos(t2)]$$

$$[Y] = -[D] [C]^{-1}$$

$wp = Y(1)$ Velocidad angular de la biela.

$vp = Y(2)$ Velocidad relativa del pistón.

$$E = [l1 * \sin(t3), -1; -l1 * \cos(t3), 0]$$

$$F = \begin{bmatrix} r1 * w2^2 * \cos(t2) + r1 * af2 * \sin(t2) - l1 * wp^2 * \cos(t3) \\ r1 * w2^2 * \sin(t2) - r1 * af2 * \cos(t2) - l1 * wp^2 * \sin(t3) \end{bmatrix}$$

$$[z] = -[F] [E]^{-1}$$

$aap = Z(1)$ Aceleración angular de la biela.

$arp = Z(2)$ Aceleración relativa del pistón.

Realizamos el mismo procedimiento para la obtención de velocidades y aceleraciones

MECANISMO DEL DESPLAZADOR

$$G = [l2 * \sin(t31), -1; -l2 * \cos(t31), 0]$$

$$H = -[-r2 * w2 * \cos(t2); -r2 * w2 * \sin(t2)]$$

$$[S] = -[H] [G]^{-1}$$

$wd = S(1)$ Velocidad angular de la biela.

$vd = S(2)$ Velocidad relativa del desplazador.

$$M = [l2 * \sin(t31), -1; -l2 * \cos(t31), 0]$$

$$N = - \begin{bmatrix} r2 * w2^2 * \sin(t2) - r2 * af2 * \cos(t2) + l2 * wd^2 * \cos(t31); \\ -r2 * w2^2 * \cos(t2) - r2 * af2 * \sin(t2) + l2 * wd^2 * \sin(t31) \end{bmatrix}$$

$$[T] = -[N] [M]^{-1}$$

$aad = T(1)$ Aceleración angular de la biela.

$ard = T(2)$ Aceleración relativa del desplazador.

4.3.2. Relación Manivela-Biela en un Motor

Con un sistema biela manivela convencional, de esta forma se garantiza el movimiento sinusoidal de los pistones.

Sobre la eficiencia volumétrica

Una **relación r/l pequeña** hace que el pistón recorra con menor velocidad las posiciones desde 90° APMS hasta 90° DPMS y luego con mayor velocidad los 180° restantes. Por otro lado una **relación r/l grande** hace que el recorrido cercano a PMS sea con mayor velocidad del pistón. Debido a que en la relación r/l grande se recorre la zona cercana al PMS con mayor velocidad. (Botta, Brusconi, Pokolenko, & Vera de la cruz, 2011).

Sobre la Eficiencia Térmica

Recordando el efecto de la longitud de la biela en el desplazamiento del pistón en un motor, podemos afirmar que un motor con una relación r/l pequeña estaría acercándose al ciclo ideal “Motor de combustión interna”, ya que la velocidad reducida del pistón alrededor del PMS propicia un cambio de volumen mínimo de la cámara de combustión. La **relación r/l pequeña** favorece las pérdidas de calor durante la combustión pero pierde menos calor en la carrera de escape. Por otro lado la **relación r/l grande** tiene menos pérdidas de calor durante la combustión ya que se desarrolla en un lapso de tiempo menor, pero como contrapartida posee una pérdida de calor mayor en la carrera de escape. Con r/l pequeño reducía las pérdidas de calor durante la combustión y su consumo específico, logrando una alta eficiencia térmica. (Botta et al., 2011).

Además, la mayoría de los mecanismos de manivela-corredera tendrán esta relación manivela-biela entre 1/3 y 1/5 (0.2 – 0.333) para un funcionamiento uniforme (Norton, 2007).

NUEVO MECANISMO PISTON DE POTENCIA - M1, Asumimos:

$$r1 = 0.015 \text{ m}$$

$$l1 = 0.075 \text{ m}$$

$$k1 = \frac{r1}{l1} = 0.2 \text{ ¡OK! (0.2 – 0.333)}$$

- El pistón de potencia recorra con menor velocidad las posiciones desde 90° APMS hasta 90° DPMS
- Favorece las **pérdidas de calor** durante la compresión.

Antes; $k1 = \frac{3 \text{ cm}}{20 \text{ cm}} = 0.15 \text{ ¡No es bueno! (0.2 – 0.333)}$

NUEVO MECANISMO DEL DESPLAZADOR – M2, Asumimos:

$$r2 = 0.015 \text{ m}$$

$$l2 = 0.045 \text{ m}$$

$$k2 = \frac{r2}{l2} = 0.333 \text{ ¡OK! (0.2 – 0.333)}$$

- Hace que el recorrido cercano a PMS sea con mayor velocidad del pistón, lo que favorece en el desplazamiento del aire hacia la zona caliente.
- Favorece la captación de **mayor calor durante la expansión**.

Antes; $k2 = \frac{3.5 \text{ cm}}{12 \text{ cm}} = 0.291 \text{ ¡bueno! (0.2 – 0.333)}$

4.3.3. Fuerza del Gas y Par de Torsión

Las ecuaciones utilizadas y el sustento teórico son tomados del apartado 2.2.3.1 y 2.2.4.1.3

- Sea F_g = fuerza de gas, P_g = presión de gas, A_p = área del pistón. Por tanto:

$$F_g = P_g * A_p$$

- La presión de gas P_g en esta expresión es una función del ángulo de la manivela θ_2 y está definida por la termodinámica del motor.

$$P_g = (m * R) / [(V_{ef} + V_{de}) / T_e + (V_{cf} + V_{dc}) / T_c]$$

4.3.4. Masas Equivalentes

Las ecuaciones utilizadas y el sustento teórico son tomados del apartado 2.2.4.1.4

- MECANISMO DEL PISTON DE POTENCIA

Masa del pistón de potencia:

$$m_p = 0.175 \text{ Kg}$$

Masa de la biela

$$m_b = 0.045 \text{ Kg}$$

$$m_{bm} = 2 * \frac{m_b}{3}$$

Masa de la biela cerca a la manivela.

$$m_{bp} = 1 * m_b / 3$$

Masa de la biela cerca al pistón.

Masa de la Manivela

$$m_m = 0.150 \text{ Kg}$$

$$m_{mb} = 1 * m_m / 3$$

Masa de la manivela cerca a la biela.

Masas concentradas

$$m_A = m_{bm} + m_{mb}$$

Masa en rotación pura.

$$m_B = m_{bp} + m_p$$

Masa en traslación pura.

- MECANISMO DEL DESPLAZADOR

Masa del pistón de potencia:

$$m_d = 0.120 \text{ Kg}$$

Masa de la biela

$$mbD = 0.045 \text{ Kg}$$

$$mbDm = 2 * mbD/3$$

Masa de la biela cerca a la manivela.

$$mbDp = 1 * mbD/3$$

Masa de la biela cerca al desplazador.

Masa de la Manivela

$$mm = 0.150 \text{ Kg}$$

$$mmb = 1 * mm/3$$

Masa de la manivela cerca a la biela.

Masas concentradas

$$mDA = mbDm + mmDb$$

Masa en rotación pura.

$$mDB = mbDp + md$$

Masa en traslación pura.

4.3.5. Fuerzas de Inercia

Las ecuaciones utilizadas y el sustento teórico son tomados del apartado 2.2.4.1.5

- FUERZAS DE INERCIA - MECANISMO PISTON DE POTENCIA

$$Fipx = mA * (r1 * w2^2 * \cos(t2)) + mB * arp) \quad \text{Fuerza de inercia en el eje X.}$$

$$Fipy = mA * (r1 * w2^2 * \sin(t2)) \quad \text{Fuerza de inercia en el eje Y.}$$

$$Fip = \text{sqrt}(Fipx^2 + Fipy^2)$$

- FUERZAS DE INERCIA - MECANISMO DESPLAZADOR

$$Fidx = mDA * (-r2 * w2^2 * \sin(t2)) + mDB * ard) \quad \text{Fuerza de inercia en el eje X.}$$

$$Fidy = +mDA * (r2 * w2^2 * \cos(t2)) \quad \text{Fuerza de inercia en el eje Y.}$$

$$Fid = \text{sqrt}(Fidx^2 + Fidy^2)$$

Y la fuerza de inercia producida por los dos mecanismos es:

$$Fit = Fip + Fid$$

4.3.6. Fuerzas en los Pasadores del Mecanismo Del Pistón de Potencia

Las ecuaciones utilizadas y el sustento teórico son tomados del apartado 2.2.4.1.8

- FUERZA TOTAL EN EL PASADOR DEL PISTON

$$FpPx = -Fbp * (1 - \sin(t3)) + (mB) * arp$$

$$FpPy = -Fbp * \sin(t3) - (mB) * arp * \tan(t3)$$

$$FtpP = \text{sqrt}(FpPx^2 + FpPy^2)$$

- FUERZA TOTAL EN EL PASADOR DE LA MANIVELA

$$Ftmx = -mbm * (r1 * w2^2 * \cos(t2)) - (mB) * arp + Fbp * (1 - \sin(t3))$$

$$Ftmy = -mbm * (r1 * w2^2 * \sin(t2)) + (mB) * arp * \tan(t3).$$

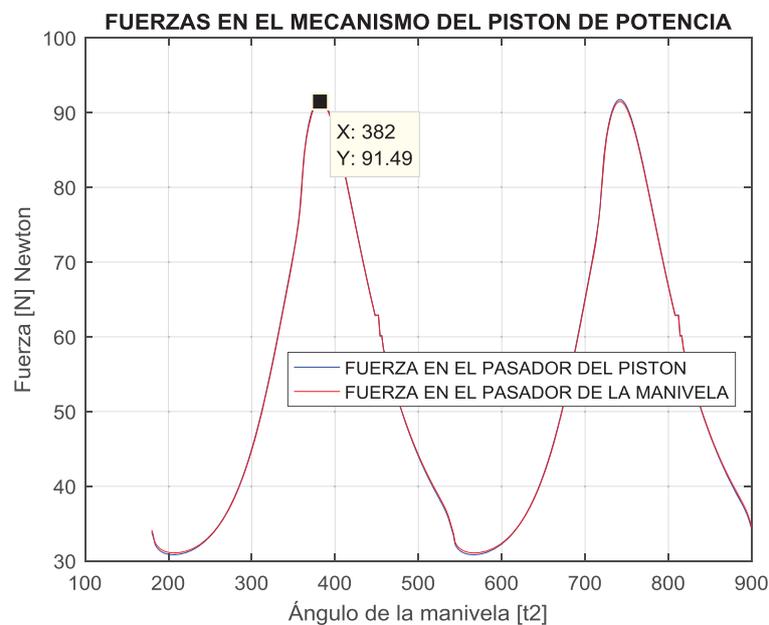
$$FtpM = \text{sqrt}(Ftmx^2 + Ftmy^2)$$

- FUERZA TOTAL EN EL PASADOR EJE DEL CIGUEÑAL

$$Ftmux = Ftmx - mmb * r1 * w2^2 * \cos(t2)$$

$$Ftmuy = Ftmy - mmb * r1 * w2^2 * \sin(t2)$$

$$FtmuP = \text{sqrt}(Ftmux^2 + Ftmuy^2)$$



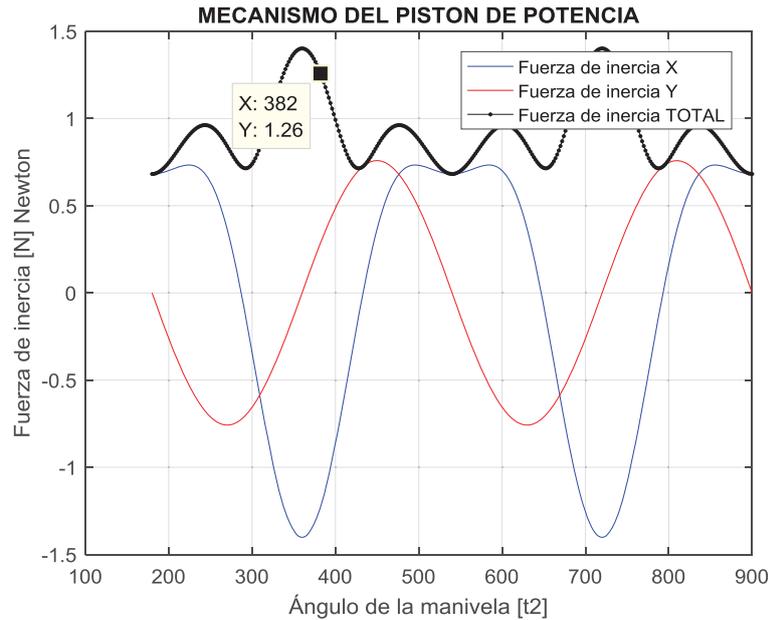


Figura 4.10. Fuerzas en los pasadores del mecanismo rediseñado del pistón de potencia (Fuente propia).

De la figura 4.10 para un ángulo de 382° , tenemos gráficamente las fuerzas (producidas del gas y por la inercia del mecanismo) que se producen en el pasador del pistón y de la manivela, del mecanismo biela manivela del pistón de potencia, donde tenemos:

$$F_{tmuP} + F_{ip} = 91.49 \text{ N} + 1.26 \text{ N} = 92.75 \text{ N}$$

4.3.7. Fuerzas en los Pasadores del Mecanismo del Desplazador

Las ecuaciones utilizadas y el sustento teórico son tomados del apartado 2.2.4.1.8

- FUERZA TOTAL EN EL PASADOR DEL PISTON

$$F_{pPDx} = m_{DB} * ard + F_g$$

$$F_{pPDy} = -(m_{DB} * ard + F_g * \tan(t_{31}))$$

$$F_{tpPD} = \sqrt{F_{pPDx}^2 + F_{pPDy}^2}$$

- FUERZA TOTAL EN EL PASADOR DE LA MANIVELA

$$F_{tmDx} = m_{bDm} * r_2 * w^2 * \sin(t_2) - m_{DB} * ard - F_g$$

$$F_{tmDy} = -m_{bDm} * r_2 * w^2 * \cos(t_2) + (m_{DB} * ard + F_g) * \tan(t_{31})$$

$$F_{tpMD} = \sqrt{F_{tmDx}^2 + F_{tmDy}^2}$$

- FUERZA TOTAL EN EL PASADOR EJE DEL CIGUEÑAL

$$F_{tmuDx} = F_{tmDx} + m_{mDb} * r_2 * w^2 * \sin(t_2)$$

$$F_{tmuDy} = F_{tmDy} - m_{mDb} * r_2 * \omega^2 * \cos(t_2)$$

$$F_{tmuD} = \sqrt{F_{tmuDx}^2 + F_{tmuDy}^2}$$

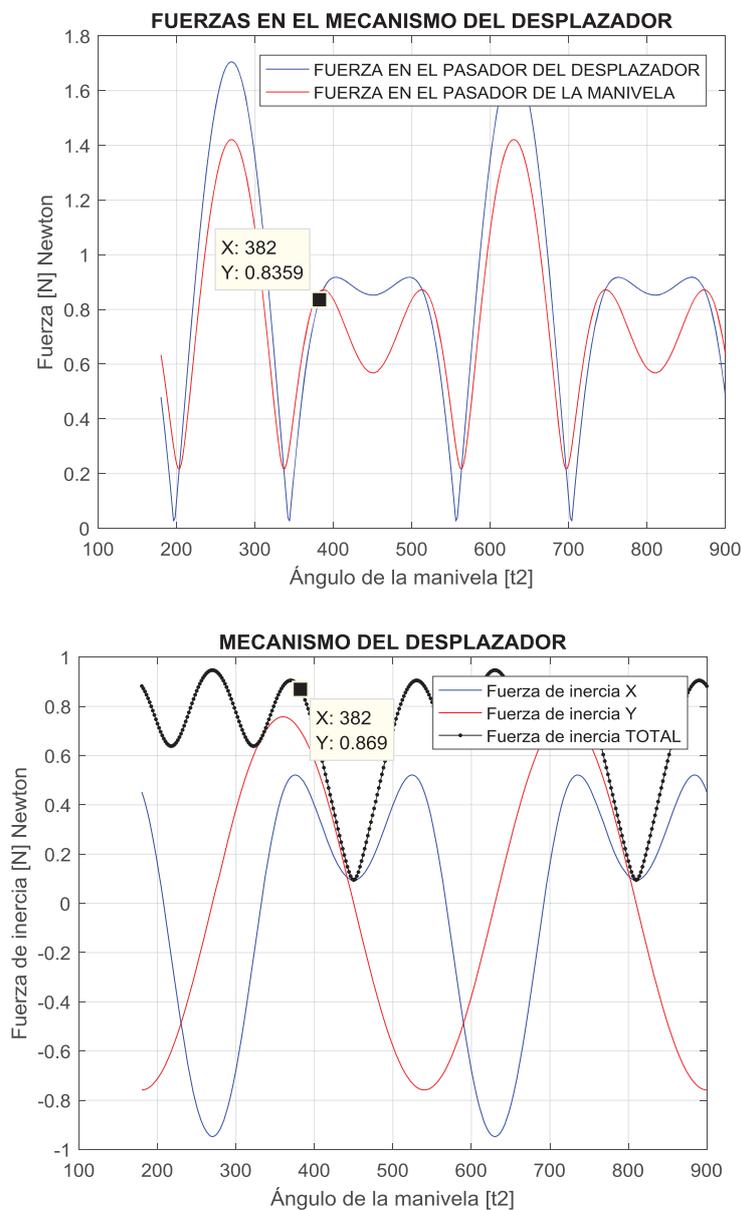


Figura 4.11. Fuerzas en los pasadores del mecanismo rediseñado del desplazador (Fuente propia).

De la figura 4.11 para un ángulo de 382° , tenemos gráficamente las fuerzas (producidas del gas y por la inercia del mecanismo) que se producen en el pasador del desplazador y de la manivela; del mecanismo biela manivela del desplazador, donde tenemos:

$$F_{tmuD} + F_{id} \cong 0.8359 \text{ N} + 0.869 \text{ N} = 1.7 \text{ N}$$

4.3.8. Fuerzas Actuantes en el Eje del Cigüeñal

Las ecuaciones utilizadas y el sustento teórico son tomados del apartado 2.2.4.1.8

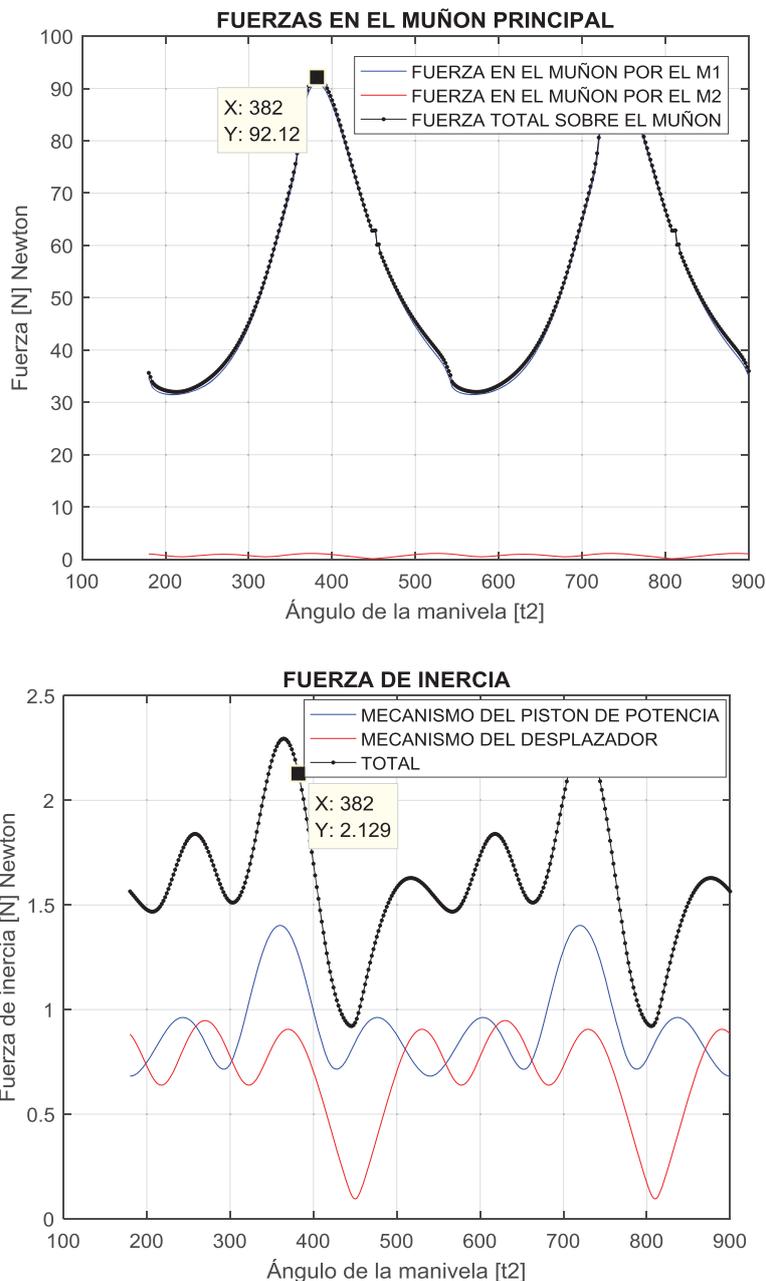


Figura 4.12. Fuerzas actuantes en el cigüeñal (Fuente propia).

De la figura 4.12 para un ángulo de 382° , observamos las fuerzas totales que actúan en el eje del cigüeñal (muñón principal) por ambos mecanismos y las fuerzas de inercia de estos, donde tenemos:

$$F_{m.\text{total}} \cong 92.12 \text{ N}$$

$$F_{i.\text{total}} \cong 2.129 \text{ N}$$

$$F_{m.\text{total}} + F_{i.\text{total}} \cong 92.12 \text{ N} + 2.129 \text{ N} = 94.25 \text{ N}$$

4.3.9. Par de Torsión De Inercia

Las ecuaciones utilizadas y el sustento teórico son tomados del apartado 2.2.4.1.6

$$TiP = mB * arp * \tan(t3) * (d1)$$

$$TiD = mDB * ard * \tan(t31) * (d2)$$

$$Ti = TiP + TiD$$

4.3.10. Par de Torsión Total En El Motor

Las ecuaciones utilizadas y el sustento teórico son tomados del apartado 2.2.4.1.7

$$Tt = Tg + Ti$$

4.3.11. Torque Total en todo el Conjunto del Mecanismo Rediseñado

Las gráficas mostradas a continuación son del motor rediseñado.

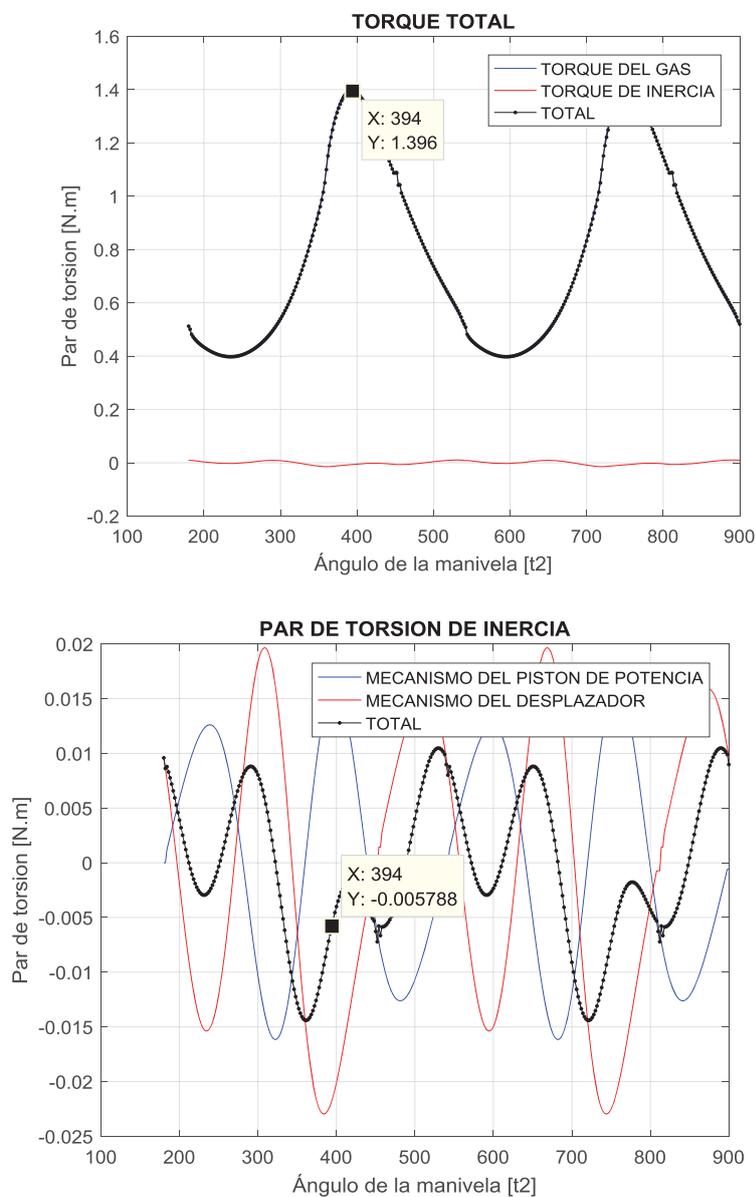


Figura 4.13. Graficas de torque en el motor rediseñado (Fuente propia).

De la figura 4.13 para un ángulo de 394° , se muestra la curva del torque total en el módulo de referencia y par de torsión de inercia que se produce, donde tenemos:

$$T_g + T_i = 1.396 \text{ N.m}$$

4.3.12. Espaciamento entre el Pistón de Potencia y el Desplazador

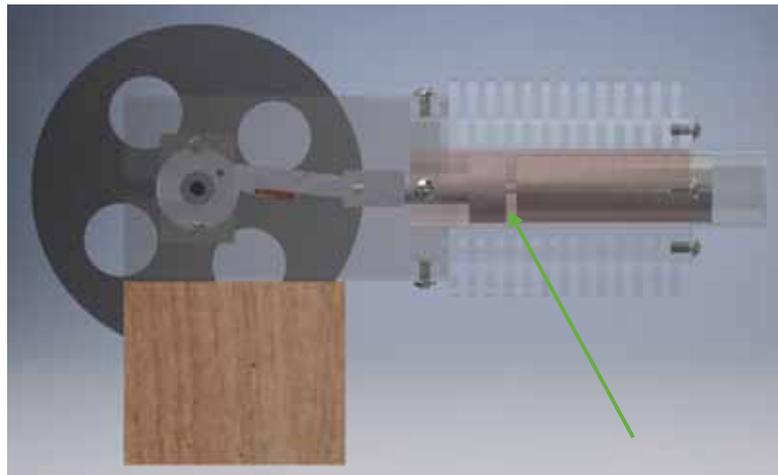


Figura 4.14. Espacio entre el pistón de potencia y el desplazador (Fuente propia).

En la figura 4.14 observamos el espaciamento mínimo entre el pistón de potencia y el desplazador que se da a 394° de giro del cigüeñal, esta longitud mínima pertenece al del volumen muerto¹¹ de la zona de enfriamiento:

$$E_s = 5.47 \text{ mm}$$

En la figura 4.15, observamos el espaciamento entre el pistón de potencia y el desplazador en 2 giros del cigüeñal, también están las velocidades relativas de los pistones y sus respectivas aceleraciones, nótese que la velocidad y aceleración del desplazador es ahora similar al del pistón de potencia.

¹¹ Se verifica en el plano MR-10 del Anexo C y en los resultados de la iteración del Anexo D

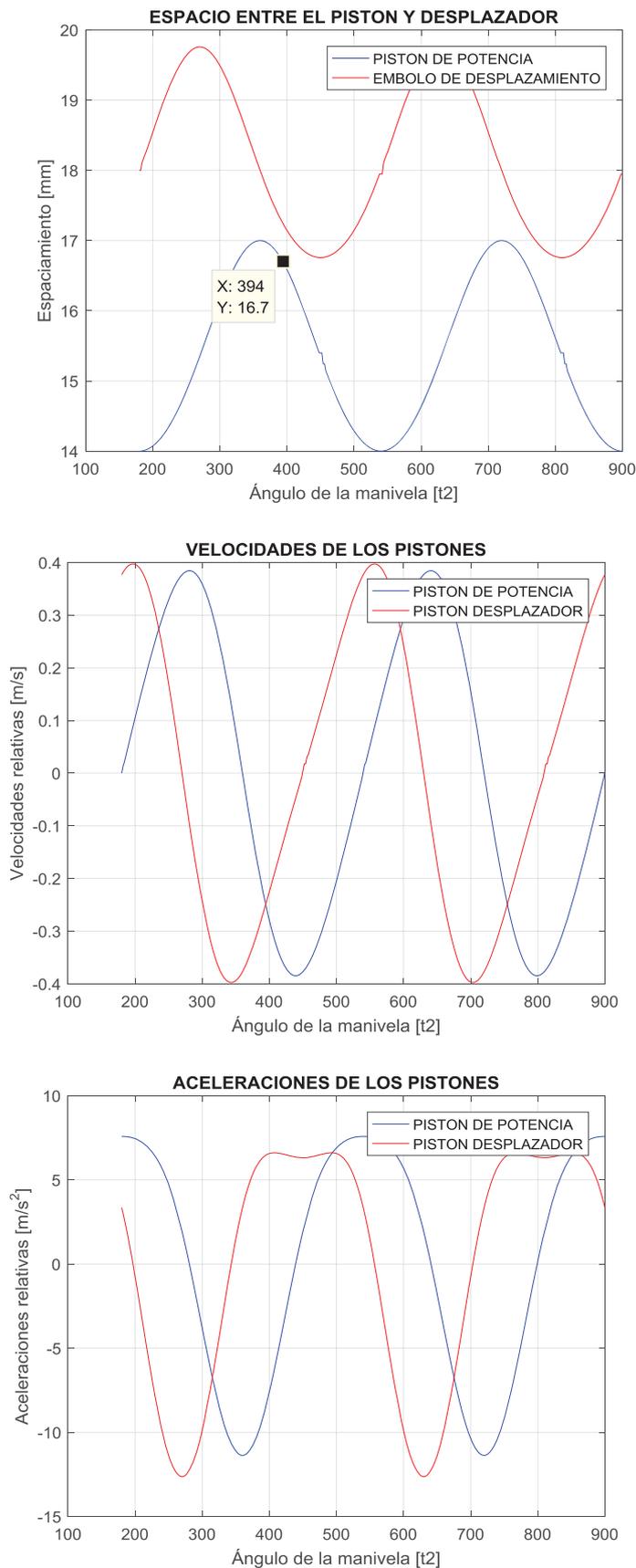


Figura 4.15. Espacio entre el piston de potencia y el desplazador, velocidades y aceleraciones (Fuente propia).

4.3.13. Influencia del volante de inercia

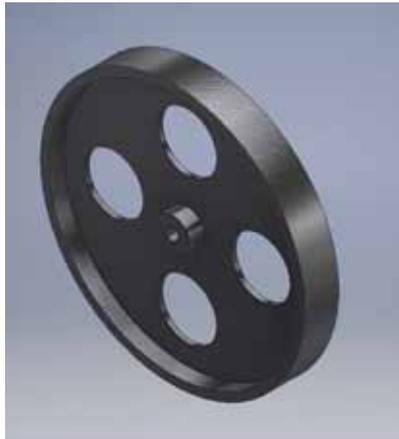


Figura 4.16. Volante de inercia (Fuente propia).

En la figura 4.16 se muestra el volante de inercia del módulo rediseñado.

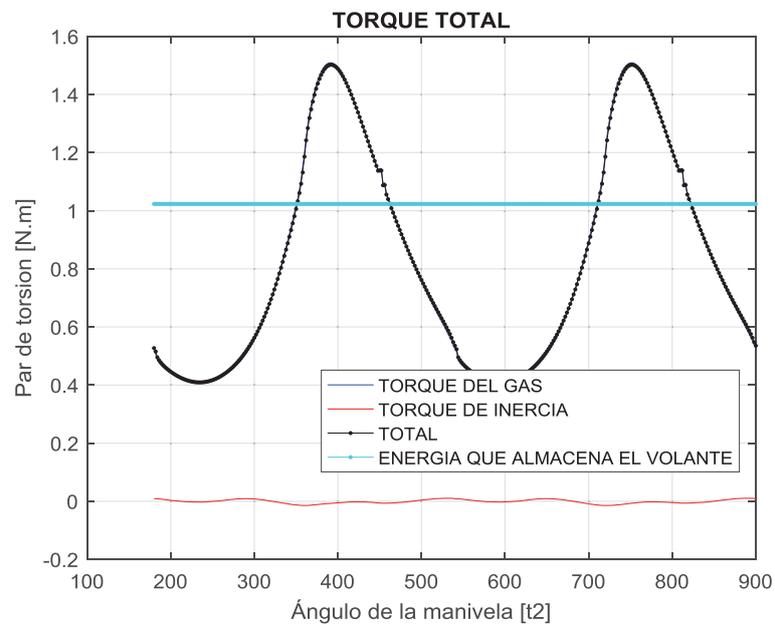


Figura 4.17. Energía cinética que almacena en Volante de inercia (Fuente propia).

Entonces con el sustento teórico y ecuaciones del apartado 2.2.4.2, que sugiere una integración asumiendo una línea referencial promedio (0.8448 J), tenemos:

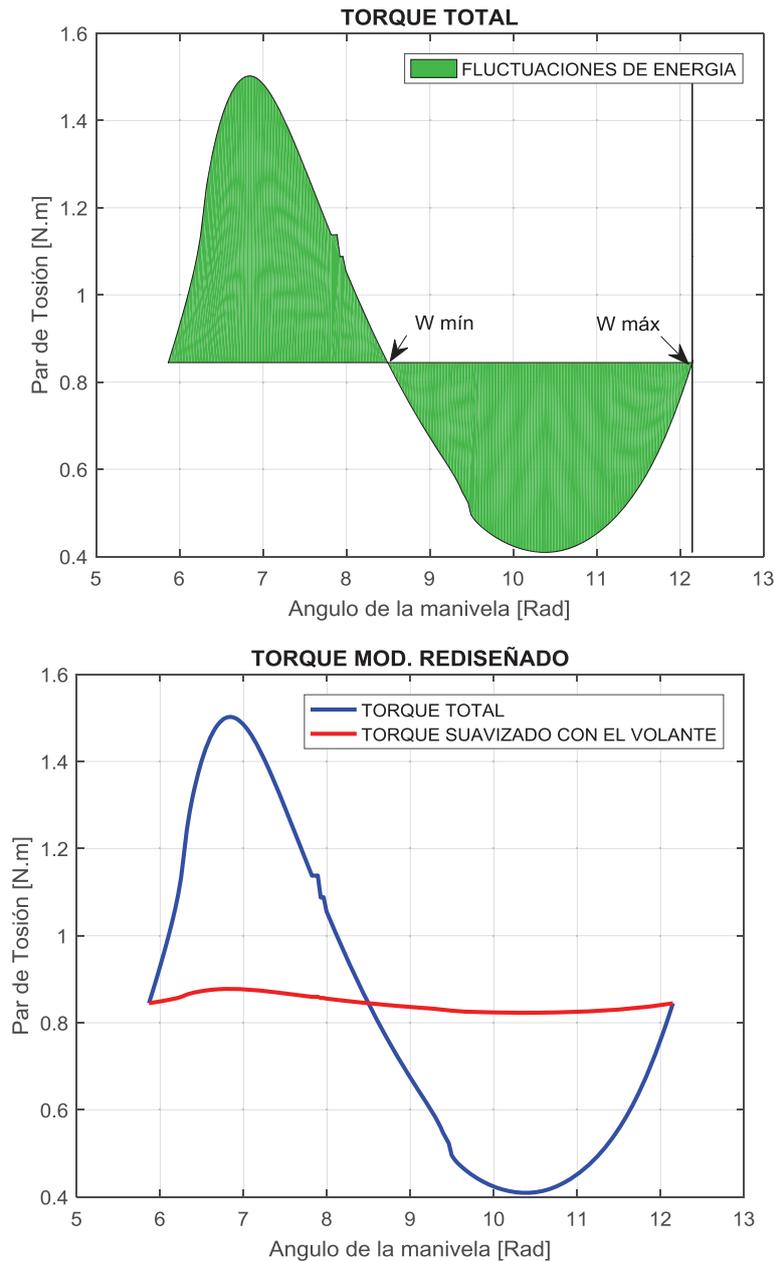


Figura 4.18. Fluctuaciones de energía M. Rediseñado. (superior) & Torque suavizado con el volante (inferior) [Fuente propia].

En la figura 4.17, se muestra que es necesario suavizar las oscilaciones del par de torsión durante el ciclo.

Entonces, la función del par de torsión total en una revolución de la manivela se integra, pulso a pulso, con respecto a su valor promedio. Estas integrales representan fluctuaciones de energía en el sistema. Calculamos por separado cada área, las positivas y negativas.

- Pulso de energía (+): Energía suministrada por el impulsor.
- Pulso de energía (-): Energía que intenta regresar de los eslabones.

La figura 4.18 superior, muestra las fluctuaciones de energía en el sistema, también se aprecia:

- ω_{min} , ocurrirá después de que la energía positiva máxima ha sido entregada del motor a la carga
- ω_{max} , ocurrirá después de que la máxima energía negativa ha sido regresada a la carga

Con la integración trapecio, calculamos las áreas sombreadas con la función trapz en Matlab

Area superior = 0.9715 J

Area inferior=1.0688 J

Entonces, la:

$$\text{Energia necesaria del volante de inercia} = 1.0688 \text{ J}$$

La figura 4.18 inferior, muestra como variaría el torque con la influencia de un volante supuesto y para definir las medidas del volante necesitamos lo siguiente: conocer la inercia del volante.

El momento de inercia de masa del volante físico: I_f .

$$Ev = k * I_f * \omega_2^2$$

$$I_f = \frac{1.0688}{0.05 * \left(240 * \frac{2 * \pi}{60}\right)^2} = 0.03384 \text{ Kg. m}^2$$

(Dubbel, 1952) sugiere para un volante con aros:

$$I_f = 0.9 * m_v * r_g^2$$

$$0.03384 = 0.9 * m_v * r_g^2$$

Requerimos un volante de aros de las siguientes características:

$$m_v = 2.5 \text{ Kg}$$

$$r_g = 0.12 \text{ m}$$

4.3.14. Ensamblaje de Componentes

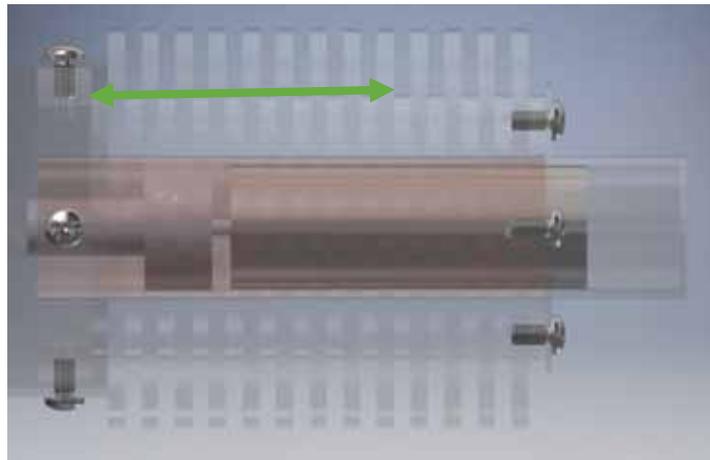


Figura 4.19. Interior del motor Stirling donde se desplaza el pistón de potencia (Fuente propia).

En la figura 4.19 se observa que el pistón de potencia se desplaza libremente por una superficie continua.

4.3.15. Presión de Amortiguamiento

En un motor cinemático con espacio de trabajo único, tiene una presión externa casi constante actuando sobre el lado del espacio de no trabajo del pistón (exterior al espacio de trabajo). La procedencia de esta presión es usualmente debido a la atmósfera circundante. Esta es la presión de amortiguamiento, que juega un rol importantísimo en la eficiencia mecánica global de una máquina cinemática. El gas amortiguador, así como la volante, absorben, almacenan y retornan energía al gas de trabajo. (Zegarra Choque, 2004).

La presión de amortiguación constante indicada en la Fig. 4.20 se produce en motores en los que el lado que no funciona del pistón está expuesto a la atmósfera como en la mayoría de los motores Otto y Diesel. Es una suposición de simplificación razonable para otros motores, como por ejemplo, en motores Stirling con presión moderada en los que se utiliza un cárter relativamente grande como espacio de protección. Otro ejemplo es el motor de combustión interna de 2 tiempos; debido al bombeo del cárter, la presión del amortiguador varía, pero la variación es pequeña en comparación con la del espacio de trabajo y, por lo tanto, generalmente se puede ignorar en los análisis de la eficiencia mecánica. Sin embargo, en los motores donde el volumen del espacio de almacenamiento es un factor importante, como por ejemplo en los motores Stirling de alta y media presión, la variación de la presión del amortiguador puede ser significativa (Senft, 1991).

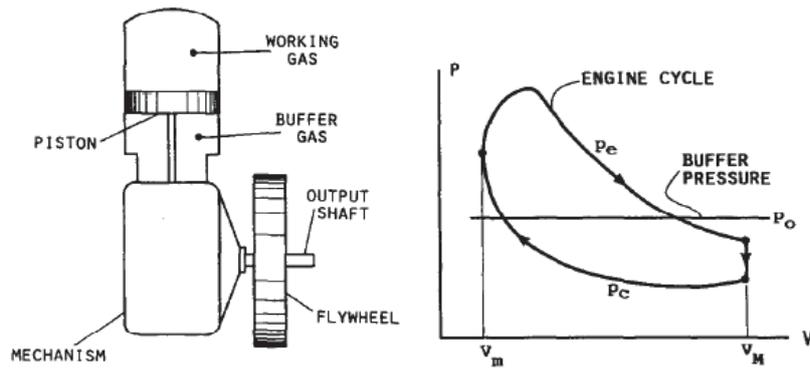


Figura 4.20 Los elementos de un motor cinemático & Un ciclo regular con presión de amortiguamiento constante P_o (Senft, 1991).

Se asume que la presión de amortiguamiento es constante. por consiguiente, el gas de amortiguamiento actúa como un depósito de energía con menores pérdidas a una presión constante (Zegarra Choque, 2004).

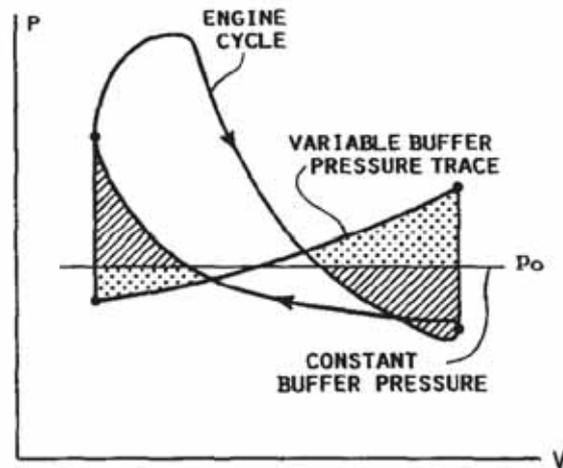


Figura 4.21 Comparación de los trabajos forzados de un ciclo de motor con presión de amortiguación constante y con presión de amortiguación variable (Senft, 1991).

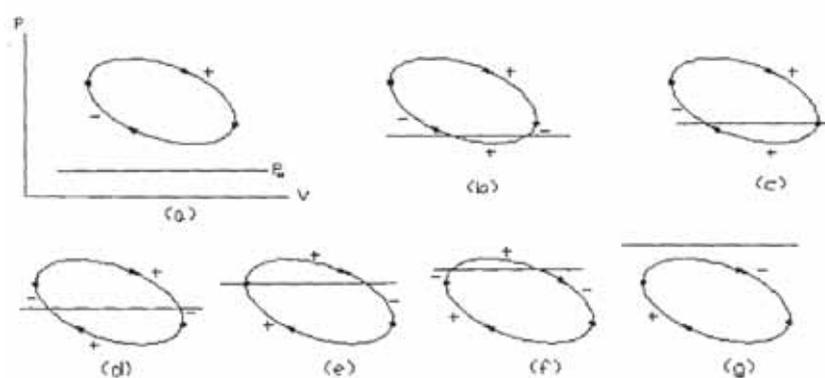


Figura 4.22 Un ciclo de motor con varios niveles de presión de amortiguamiento. El signo indica la dirección de transferencia entre el pistón y la volante (Zegarra Choque, 2004).

En la figura 4.22 se muestra los efectos del nivel de la presión de amortiguamiento sobre la transferencia de energía. El signo + se da para una porción del ciclo donde el trabajo es transferido del pistón a la volante o al eje de salida. Esto se da cuando la presión del espacio de trabajo es superior a la presión de amortiguamiento y el pistón está efectuando la expansión y cuando la presión del espacio de trabajo es inferior a la presión de amortiguamiento y se está realizando la compresión. Por otro lado, el signo - se usa cuando el trabajo es transferido de la volante al pistón. Se puede observar que en el caso (a) se requiere que mayor energía sea transportada por la volante que en los casos (b) y (e), y sería mínima en el caso (d). Por consiguiente, mayores pérdidas por fricción ocurrirán en el caso (a) que el (b), etc. A altas presiones de amortiguamiento, como en el caso (e), (f), y (g), se presentan efectos similares. Por lo que, ningún nivel de presión de amortiguamiento eliminará completamente la necesidad de la volante para este ciclo particular (Zegarra Choque, 2004).

La presión óptima de amortiguamiento para conseguir la máxima eficiencia mecánica, es prácticamente igual a la presión media del ciclo. Al operar el motor con una presión de amortiguamiento igual a la presión atmosférica, el valor de la eficiencia mecánica cae considerablemente, y con ello la potencia al eje. Con una presión de amortiguamiento igual a la presión media del ciclo se obtuvo una eficiencia mecánica igual a 86,2%, y con una presión de amortiguamiento igual a la presión atmosférica se obtuvo una eficiencia mecánica igual a 16,4% (Zegarra Choque, 2004).

El **valor óptimo** de la presión de amortiguamiento tiene un valor muy cercano a la presión media del ciclo. Lo ideal sería que la presión de amortiguamiento sea igual a la presión media del ciclo. (Aguero Zamora, 2006).

4.3.16. Graficas de Presión-Volumen en el Modulo Rediseñado

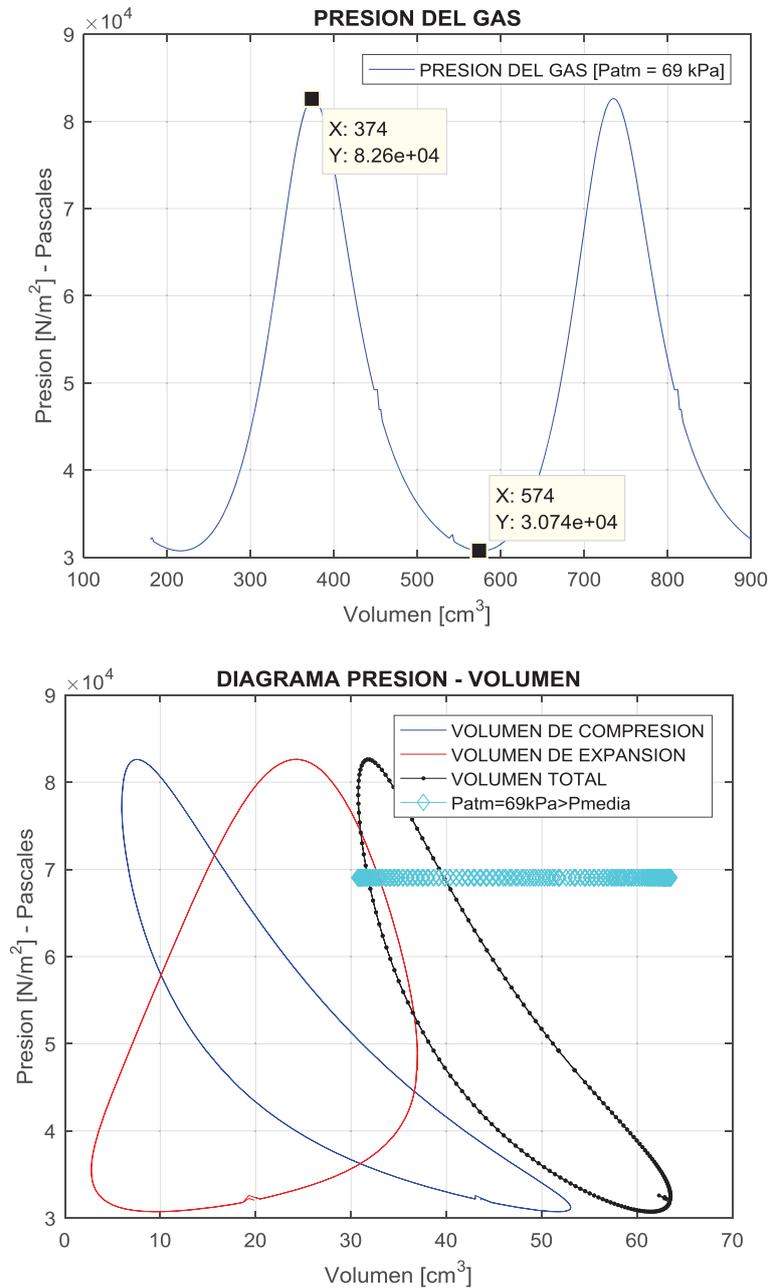


Figura 4.23. Grafica de presión y volumen - Modulo Rediseñado (Fuente propia).

En la figura 4.23 se muestra la curva de presión del aire caliente y las gráficas de presión-volumen de la zona de compresión, de expansión y total del módulo rediseñado.

De la figura 4.23, superior; tenemos:

$$P_{\text{máx}}(374^\circ) \cong 82.6 \text{ KPa}$$

$$P_{\text{min}}(328^\circ) \cong 30.07 \text{ KPa}$$

PRESION MEDIA

Fabio Zegarra, considera:

$$P_{media} = \text{presión promedio del ciclo} = \sqrt{P_{mín} * P_{máx}}$$

$$P_{media} = \sqrt{8.26 * 10^4 * 3.074 * 10^4}$$

$$P_{media} = 50389.72 \text{ Pa}$$

4.3.17. Fuerzas Cortantes, Momentos de Flexión y Diámetro del Eje

De las figuras 4.10 y 4.11, a un ángulo de 382° , tenemos las siguientes fuerzas que se producen en la manivela.

$$F_{tmuP} + F_{ip} = 91.49 \text{ N} + 1.26 \text{ N} = 92.75 \text{ N}$$

$$F_{tmuD} + F_{id} \cong 0.8359 \text{ N} + 0.869 \text{ N} = 1.7 \text{ N}$$

Y, para un ángulo de giro de la manivela de 382° , descomponemos las fuerzas en los planos (XY y YZ)¹²; con ($t3 = 180 - 175.7034 = 4.2966^\circ$; $t31 = 180 - 161.9975 = 18^\circ$)¹³, para luego determinar los momentos producidos al trasladar la fuerza al centro del eje de la manivela, con la teoría de la descomposición de una Fuerza en una Fuerza en un punto O y un Par.

Fuerzas horizontales - PLANO YZ

- Momento producido por la fuerza del pistón de potencia en la manivela al centro del eje del cigüeñal, en el eje Y.

$$M1 = M2 = (F_{pz}) * r1 * \cos(22)$$

$$M1 = M2 = \left(\frac{92.75}{2}\right) * \cos(4.3) * (0.015 * \sin(22)) = 0.26 \text{ N.m (+)}$$

- Momento producido por la fuerza del mecanismo del desplazador al centro del eje del cigüeñal, en el eje Y.

$$M3 = (F_{dz}) * r2 * \cos(22)$$

$$M3 = (1.7) * \cos(18) * 0.015 * \cos(22) = 0.0225 \text{ N.m (+)}$$

Momento torsor, sobre el eje Y, ($2 * 0.26 + 0.0225$) = 0.5422 N.m (+)

$$P1 = P2 = \left(\frac{92.75}{2}\right) * \cos(4.3) = 46.24 \text{ N}$$

$$P3 = (1.7) * \cos(18) = 1.616 \text{ N}$$

¹² Del plano MR-17 del anexo C,

¹³ Datos tomados del anexo D

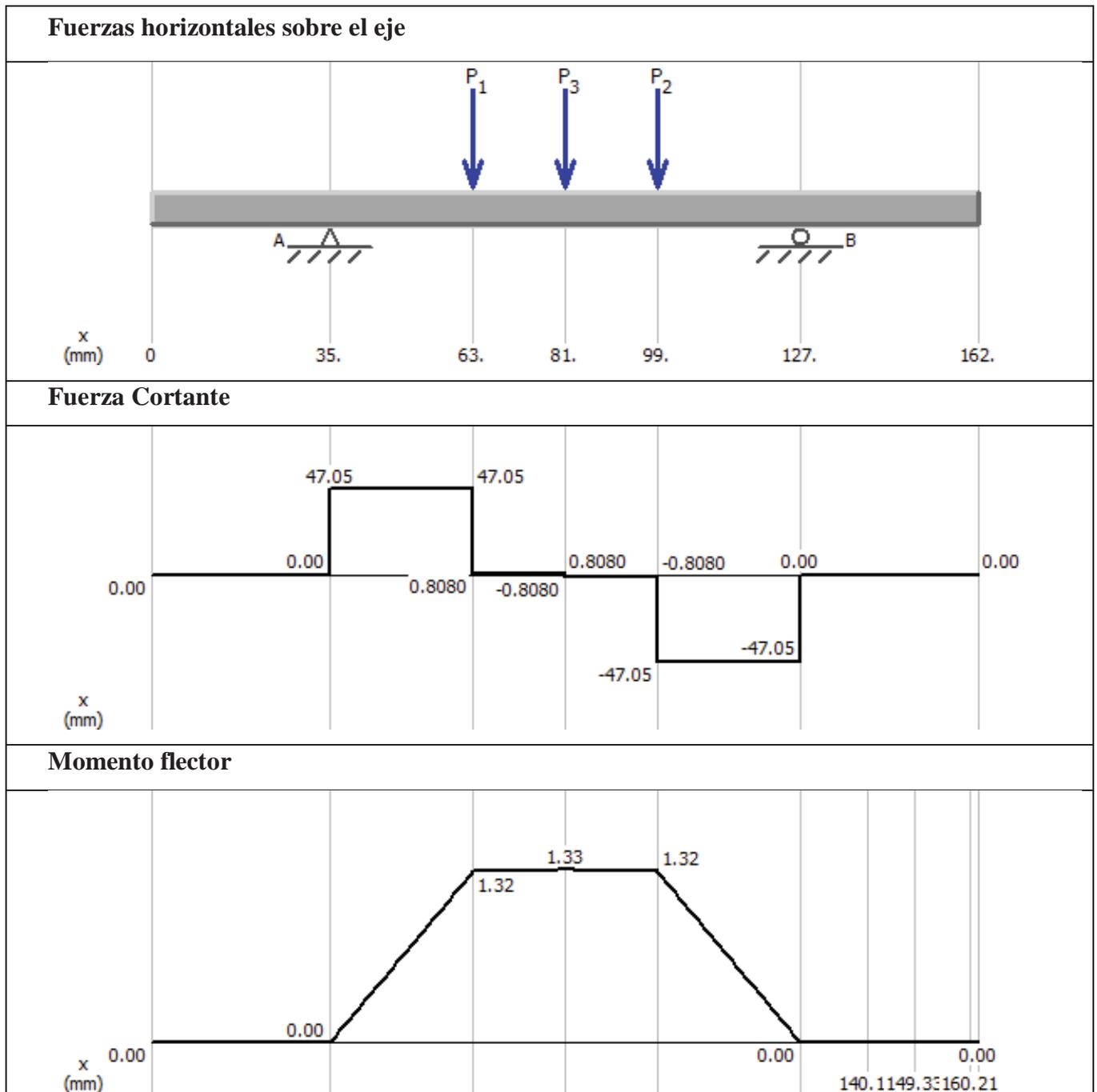


Figura 4.24. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos de flexión (PLANO XY) [Fuente propia].

De la sumatoria de momentos en el plano XY en los puntos A y B; $\sum M_a = 0$ y $\sum M_b = 0$.

Las reacciones respectivas son: $R_{a-z} = 47.05 \text{ N} \uparrow$ y $R_{b-z} = 47.05 \text{ N} \uparrow$

Fuerzas verticales - PLANO XY

- Momento producido por la fuerza del pistón de potencia al centro del eje del cigüeñal, en el eje Y.

$$M1 = M2 = (F_{px}) * r1 * \cos(22)$$

$$M1 = M2 = \left(\frac{92.75}{2}\right) * \sin(4.3) * 0.015 * \cos(22) = 0.0484 \text{ N.m (+)}$$

- Momento producido por la fuerza del mecanismo del desplazador al centro del eje del cigüeñal, en el eje Y.

$$M3 = (F_{dx}) * r2 * \sin(22)$$

$$M3 = (1.7) * \sin(18) * 0.015 * \sin(22) = 0.003 \text{ N.m (-)}$$

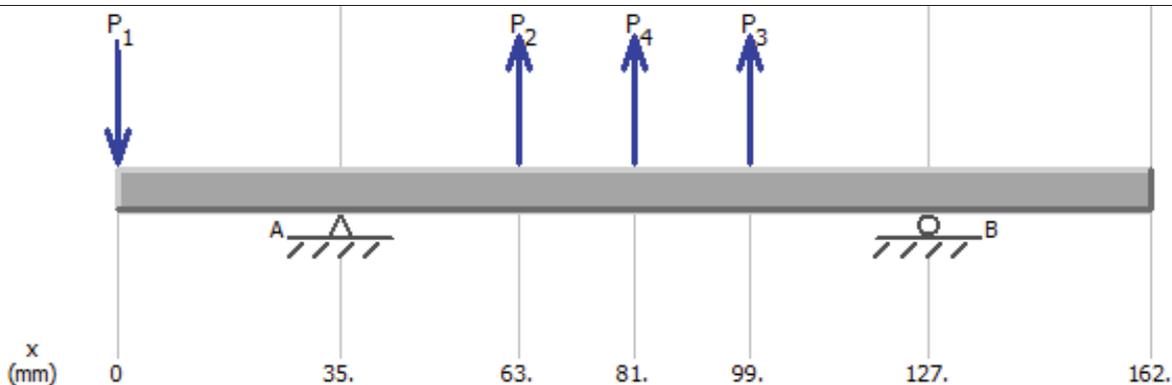
Momento torsor, sobre el eje Y, $(2 * 0.0484 - 0.003) = 0.094 \text{ N.m (+)}$

$$P1 = W_{volante} = 1.8 * 9.81 \cong 18 \text{ N}$$

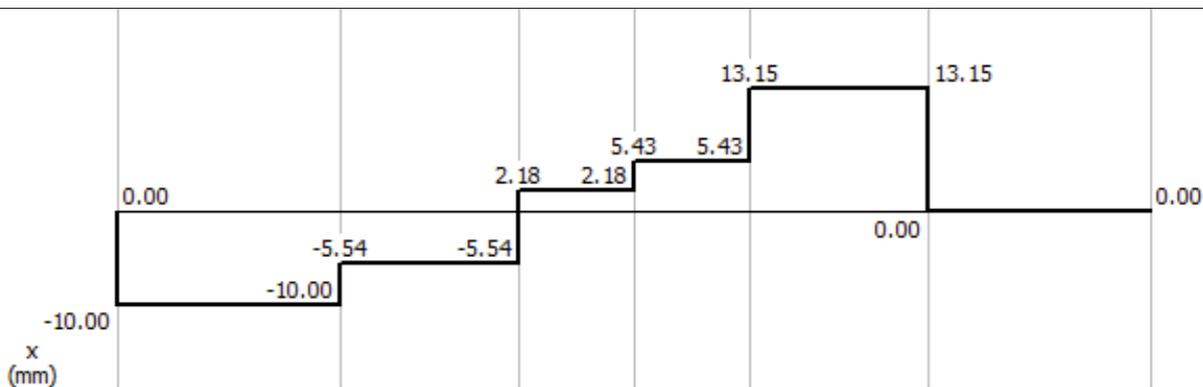
$$P2 = P3 = \left(\frac{103.84}{2}\right) * \sin(8.54) = 7.716 \text{ N}$$

$$P4 = (14.57) * \sin(12.88) = 3.25 \text{ N}$$

Fuerzas verticales sobre el eje



Fuerza Cortante



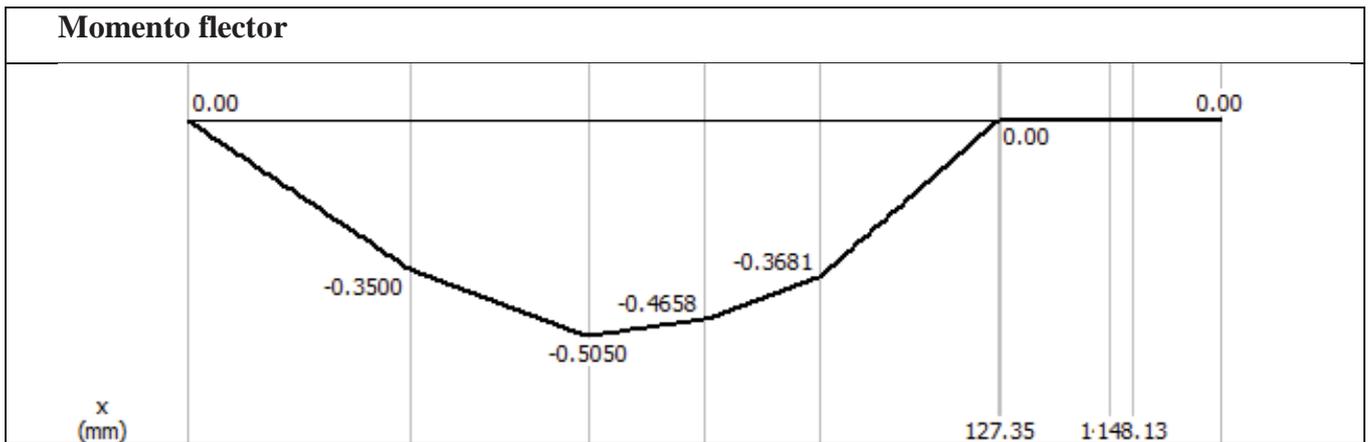


Figura 4.25. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos de flexión (PLANO XZ) [Fuente propia].

De la sumatoria de momentos en el plano XZ en los puntos A y B; $\sum M_a = 0$ y $\sum M_b = 0$.

Las reacciones respectivas son: $R_{a-x} = 4.46 \text{ N} \uparrow$ y $R_{b-x} = 13.15 \text{ N} \downarrow$

Entonces la reacción total en el **apoyo A**, es:

$$R_a = \sqrt{(R_{a.z})^2 + (R_{a.x})^2}$$

$$R_a = \sqrt{47.05^2 + 4.46^2}$$

$$R_a = 47.26 \text{ N}$$

Entonces la reacción total en el **apoyo B**, es:

$$R_b = \sqrt{(R_{b.z})^2 + (R_{b.x})^2}$$

$$R_b = \sqrt{47.05^2 + 13.15^2}$$

$$R_b = 48.853 \text{ N}$$

Tabla 4.2. Tabla resumen de fuerzas y momentos sobre el eje del cigüeñal (M. Rediseñado)

FUERZAS VERTICALES t2=382°		MOMENTO TORSOR		MOMENTO FLECTOR (63 mm)
VOLANTE	18 N			0.5050 N.m
MECANISMO PISTON DE POTENCIA (x2)	7.716 N	0.0484 N.m (+)	0.094 N.m (+)	
MECANISMO DESPLAZADOR	3.25 N	0.003 N.m (-)		
FUERZAS HORIZONTALES t2=382°		MOMENTO TORSOR		MOMENTO FLECTOR
MECANISMO PISTON DE POTENCIA (x2)	46.24 N	0.26 N.m (+)	0.5422 N.m (+)	1.33 N.m
MECANISMO DESPLAZADOR	1.616 N	0.0225 N.m (+)		

Nota: Resumen de resultados (Fuente propia)

Con un **momento flector total** de;

$$\sqrt{1.33^2 + 0.5050^2} = 1.4226 \text{ N.m}, \text{ a una posición de } 63\text{mm}$$

Con un **momento torsor total** en el eje de;

$$(0.542 + 0.094) = 0.636 \text{ N.m}$$

Con la teoría de la máxima energía de distorsión (**von Mises**), calculamos el diámetro del eje:

$$\sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 * (\tau_{xy})^2} = \sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm} = \frac{\sigma_{Lim}}{F.S}$$

En cuanto a los valores de F.S recomendado por (Rodriguez Hernandez, 2009), se tiene lo siguiente:

F.S = 1,2...1,8 Seguridad a la fluencia

F.S = 1,2...3 Seguridad a la rotura

Asumiendo un F.S. de 1.5, y un acero ASTM A36 con un esfuerzo a la fluencia de 250 MPa tenemos

$$\sqrt{\left(\frac{32 * 1.4226}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 0.636}{\pi * d^3}\right)^2} = \frac{250 * 10^6 Pa}{1.5}$$

$$\frac{1}{d^3} \sqrt{\left(\frac{32 * 1.4226}{\pi}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 0.636}{\pi}\right)^2} = \frac{250 * 10^6 Pa}{1.5}$$

$$\sqrt[3]{\frac{\sqrt{\left(\frac{32 * 1.4226}{\pi}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 0.636}{\pi}\right)^2}}{250 * 10^6 / 1.5}} = d$$

$$d = 0.004534m \cong 4.5 mm \geq \frac{3}{16}''$$

Para el modulo rediseñado, se tiene como diámetro mínimo 4.5mm.

4.3.18. Análisis por Fatiga para el Cigüeñal

Tenemos que para cualquier punto de la periferia de la sección, sometida a flexión.

El esfuerzo alternante calculado es:

$$\sigma_s = \sigma_a = \frac{32 * Mf}{\pi * d^3}$$

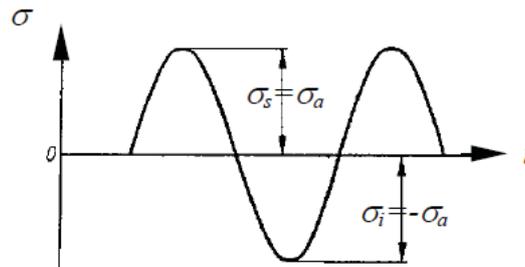


Figura 4.26. Esfuerzo variable (Rodriguez Hernandez, 2009).

$\sigma_m = 0$, No está sujeto a un esfuerzo adicional, como por ejemplo: tracción.

Para el diámetro de eje calculado es:

$$d = 4.5 \text{ mm}$$

El esfuerzo alternante calculado es:

$$\sigma_s = \sigma_a = \frac{32 * Mf}{\pi * d^3} = \frac{32 * 1.4226}{\pi * d^3} = 155.46 \text{ MPa}$$

Según tabla 2.3, tenemos el esfuerzo alternante del material.

$$\sigma_A = \frac{\sigma_B}{2}$$

Sabemos que para el acero ASTM A36, tiene un esfuerzo a la rotura de 400 MPa.

$$\sigma_A = \frac{\sigma_B}{2} = \frac{400}{2} = 200 \text{ MPa}$$

Tenemos:

$\sigma_a < \sigma_A$, Podemos concluir que el eje del cigüeñal, No falla por fatiga

Lo representamos gráficamente, con el diagrama aproximado de Wöhler, donde:

$$\log_{(0.9 \cdot 400)} = 2.556$$

$$\log_{(200)} = 2.3010$$

$$\log_{(155.46)} = 2.1916$$

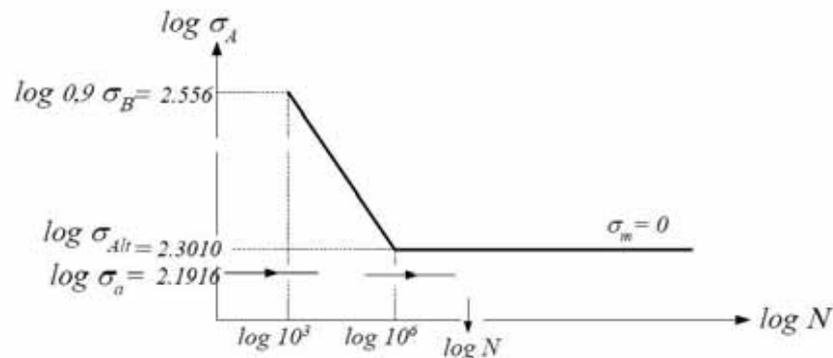


Figura 4.27. Diagrama aproximado de Wöhler para una variación alternante pura (Fuente propia)

De la figura anterior, podemos establecer que el eje del cigüeñal no falla por fatiga, o dicho en otras palabras tendría vida infinita.

De estos resultados podemos afirmar:

- El análisis ha sido realizado con el diámetro mínimo calculado, y que si fuese el caso de usar un eje de mayor diámetro, tendríamos más área que soporte el esfuerzo, lo cual sería muy conveniente, nuestro elemento no fallaría por fatiga. En ese sentido se considera un diámetro de 8mm, señalado en el plano MR-07.
- La consideración anterior es importante ya que el Profesor Dr. A. Thum & el Dr. Ing. H. Holdt en el manual del constructor de máquinas señalan “en uniones de tornillos se ha observado roturas de fatiga en las cuales el trabajo de la rosca solo vale unos dos tercios de la resistencia por este concepto” (Dubbel, 1952).

4.4. Sistema Termodinámico

Para llevar a cabo el estudio del sistema termodinámico y poder estimar la eficiencia térmica con que cuenta el motor Stirling, es necesario conocer sus características constructivas, en cuanto a distancias, volúmenes, fluido de trabajo, etc.

En este capítulo se detalla sobre si es conveniente usar un regenerador en el módulo rediseñado, pues es apropiado solamente en motores presurizados como respalda las investigaciones citadas, puesto que el beneficio térmico al incorporarlo trae una desventaja que es la pérdida de presión dentro del motor.

También incluyo estudios de los volúmenes muertos y su influencia sobre sobre la masa total, los trabajos de compresión, y expansión y neto y sobre la eficiencia térmica. Donde se comprueban que la entrada de calor aumenta al aumentar el volumen muerto, y al aumentar el volumen muerto disminuirá tanto el trabajo neto del motor y aumentará tanto el calor externo de entrada y salida. Y por último la eficiencia del motor disminuye al aumentar el volumen muerto.

Luego se hace una comparación entre los distintos tipos de fluidos utilizados en esta clase de máquinas térmicas; las propiedades termodinámicas necesarias, para la absorción de calor, la viscosidad tomada en cuenta, y las condiciones que requiere para trabajar con estos tipos de fluidos, como son: helio, hidrogeno, nitrógeno y el más comúnmente utilizado el aire.

Por último se incluyen estudios sobre la relación de compresión y su efecto sobre la eficiencia térmica, se aborda también conceptos de la relación de compresión óptimos en motores Stirling tipo beta teniendo en cuenta su configuración respecto al tipo alfa, gamma y otros. Por último se presentan resultados gráficos comparativos de relación de compresión por cada tipo de motor Stirling normalmente usados, en mismas condiciones de operación, y resultados gráficos también sobre su influencia sobre la eficiencia térmica.

Y al finalizar este apartado se calcula la eficiencia térmica del módulo rediseñado, presentándose también resultados grafios ciclos de funcionamiento, diagramas de Presión-Volumen, también se calcula la potencia efectiva del motor térmico así como también el consumo de combustible de GLP.

4.4.1. Acerca del Regenerador

Isidro María en sus conclusiones afirma: Los resultados demuestran que las pérdidas por caída de presión en el regenerador son las más elevadas, alcanzando el 34,72% (Santos Ráez, 2015).

Ramia Gleith y sus colaboradores adoptaron una máquina Stirling tipo beta para estudios teóricos y experimentales, donde concluyeron. “La interpretación de los diversos gráficos nos permite ilustrar la importancia del regenerador al agregar una nueva cantidad de calor a la máquina, pero es donde hay una importante pérdida de presión” (Gheith et al., 2011).

Iskander Tlili y sus colaboradores concluyeron también. “La simulación numérica nos lleva a presentar y analizar la evolución de la temperatura, la presión y las pérdidas en diferentes componentes del motor Stirling. Se encuentra que las pérdidas en el regenerador son las más importantes” (Tlili, Timoumi, & Ben Nasrallah, 2006)

Libor Cevenka, en pruebas que hizo al motor Stirling tipo alfa que realizó previamente al año 2013, en su artículo “idealización del ciclo Stirling” obtiene graficas de P-V, de las cuales podemos reafirmar que la implementación de un regenerador en el motor Stirling, conlleva a una caída en la presión dentro del motor Stirling.

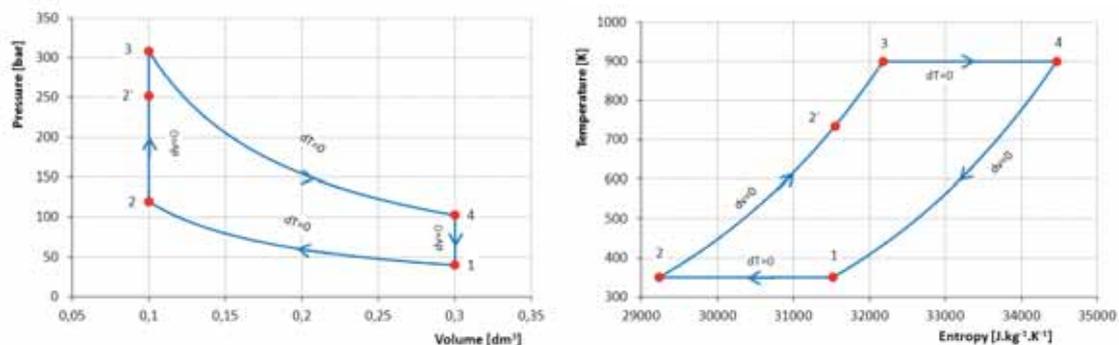


Figura 4.28 Diagramas del ciclo Stirling ideal [P-V] & [T-Entropía] (Červenka, 2016).

La temperatura después de la compresión (punto 2 en la Figura 4.28) es más alta que la temperatura después de la expansión (punto 4 en la Figura 4.28). Es decir hay una elevada relación de compresión.

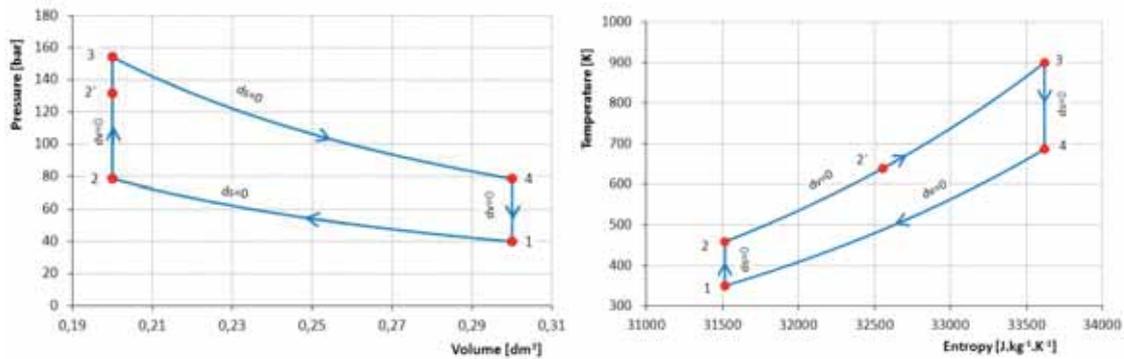


Figura 4.29 Diagramas del ciclo Stirling ideal con regenerador ideal [P-V] & [T-Entropía] (Červenka, 2016).

El regenerador es un intercambiador de calor interno, que tiene la función de absorber y ceder calor en las revoluciones a volumen constante del ciclo, de manera que se reduce la cantidad de calor a proporcionar al gas desde la fuente externa, así como el calor desaprovechado que tiene que eliminar el sistema de refrigeración. Por tanto, se reduce el consumo de combustible y se mejora la eficiencia global del ciclo de trabajo (Santos Ráez, 2015).

Sin embargo este beneficio al incorporar un regenerador, trae una desventaja por la caída de presión, entonces en este trabajo yo lo realizare sin el uso de un regenerador para garantizar una suficiente presión dentro del motor Stirling tipo beta que trabaja con aire como fluido de trabajo a presión atmosférica, pues como se observa en la Fig. 4.29 la presión máxima que se alcanza es ligeramente mayor a la presión atmosférica.

4.4.2. Volumen Muerto

“Los resultados revelaron que se observa que el volumen muerto (tubo de conexión) tiene efectos negativos en la potencia indicada del motor” (Alfarawi et al., 2016).

Bancha Kongtragool y su colaborador muestran resultados que indican que el trabajo neto del motor solo se ve afectado por los volúmenes muertos, mientras que la entrada de calor y la eficiencia del motor se ven afectados tanto por la efectividad del regenerador como por los volúmenes muertos. Además señala. **El trabajo neto del motor disminuye al aumentar el volumen muerto.** La entrada de calor aumenta al aumentar el volumen muerto y disminuir la efectividad del regenerador. **La eficiencia del motor disminuye al aumentar el volumen muerto** y disminuir la efectividad del regenerador. Y en su segunda conclusión afirma. Al aumentar el volumen muerto disminuirá tanto el trabajo neto del motor y la eficiencia térmica y aumentará tanto el calor externo de entrada y salida. **Sin embargo, un motor real debe tener**

un volumen muerto inevitablemente (Kongtragool & Wongwises, 2006).

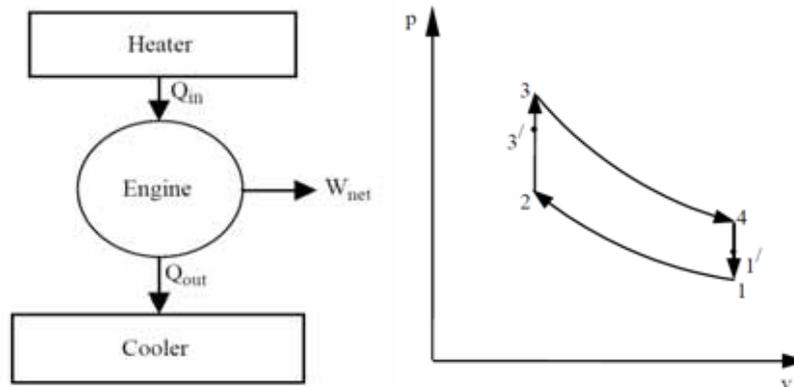


Figura 4.30 Diagrama esquemático de flujo de calor y Diagrama P-V (Kongtragool & Wongwises, 2006).

Vol. muerto en la zona de compresión

$$V_{dc} = A_c * 0.005469$$

Vol. muerto en la zona de expansión

$$V_{de} = 0.00242 * A_{ce}$$

Donde A_c y A_{ce} , son las áreas del cilindro en la zona de enfriamiento y de calentamiento respectivamente, son tomadas de los planos MR-04 y MR-05. Considerando una disminución porque existe el vástago del desplazador en el área de enfriamiento.

$$A_c = \frac{\pi * D_c^2}{4} - \frac{(\pi * 0.008^2)}{4}$$

$$A_c = 0.0010897 \text{ m}$$

$$A_{ce} = \frac{\pi * D_c^2}{4}$$

$$A_{ce} = 0.0011 \text{ m}$$

$$VS = A_c * 0.005469 + 0.00242 * A_{ce}^{14}$$

Volumen muerto total

$$VS = 8.72 \text{ cm}^3$$

$$Vt' = VS + 0.04 * A_c + 0.02 * A_{ce}^{15}$$

Volumen total más volumen muerto total

$$Vt' = 75.11 \text{ cm}^3$$

Relación de volumen muerto entre volumen total K_{St}

$$K_{St} = \frac{VS}{Vt'} = \frac{8.72 \text{ cm}^3}{75.11 \text{ cm}^3}$$

$$K_{St} = 0.1161$$

¹⁴ Datos tomados del anexo C, Plano MR-10 & MR-13.

¹⁵ Datos tomados del anexo C, Planos MR-12 & MR-14.

4.4.2.1. Influencia del volumen muerto sobre la masa

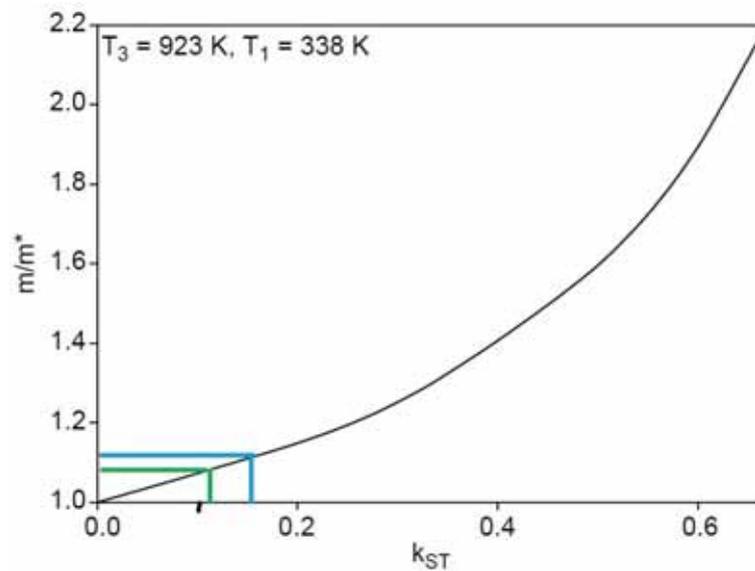


Figura 4.31 Masa de fluido trabajo frente a la relación de volumen muerto total (Kongtragool & Wongwises, 2006) Modificado.

k_{ST} (0.1161) Módulo rediseñado: Línea color verde

k_{ST} (0.1534) Módulo de referencia: Línea color azul

En la figura 4.31 el porcentaje de masa de volumen muerto para el módulo de referencia; es:

$$\frac{m}{m'} = 1.1534 \cong 15.3\%$$

Entonces, de la misma manera para el módulo rediseñado, el porcentaje de masa de volumen muerto para el módulo de referencia; es:

$$\frac{m}{m'} = 1.1161 \cong 11.61 \%$$

Esta información, demuestra que la disposición del mecanismo del módulo rediseñado, tiene un volumen muerto menor que el módulo de referencia.

En porcentaje se redujo en un $15.34 - 11.61 = 3.73 \%$ de proporción del volumen total.

4.4.2.2. Influencia del volumen muerto sobre los trabajos ($W_e/W_c/W_{net}$)

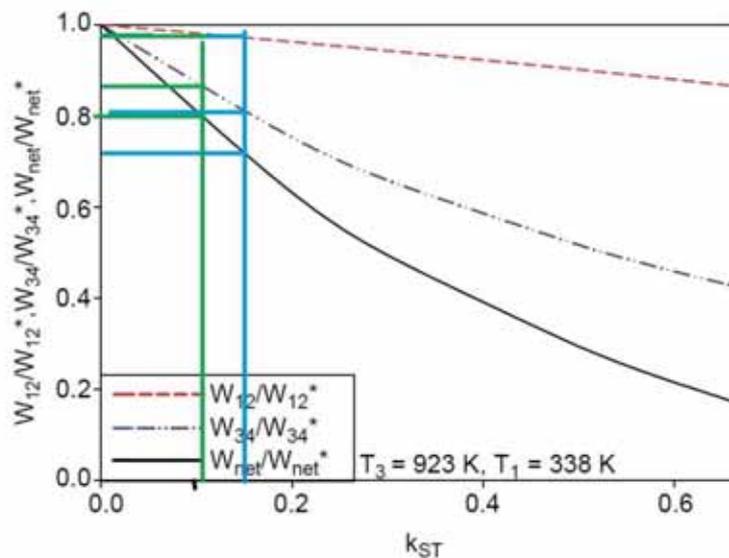


Figura 4.32 Trabajo de compresión, trabajo de expansión y trabajo neto frente a la proporción de volumen muerto total (Kongtragool & Wongwises, 2006) Modificado.

Kst (0.1161) Modulo rediseñado: Línea color verde

Kst (0.1534) Modulo de referencia: Línea color azul

En la figura 4.32 teniendo una disminución de volumen muerto mejoramos los trabajos de compresión, expansión y neto respectivamente, como podemos observar en la figura anterior.

4.4.2.3. Influencia del volumen muerto sobre el calor añadido (q_{in})

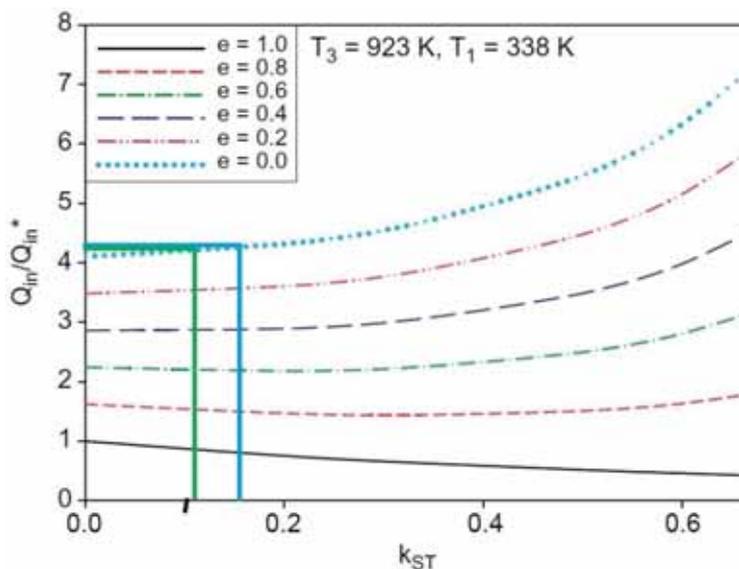


Figura 4.33 Entrada de calor total frente a la relación de volumen muerto total (Kongtragool & Wongwises, 2006) Modificado.

Kst (0.1161) Modulo rediseñado: Línea color verde

Kst (0.1534) Modulo de referencia: Línea color azul

En la figura 4.33 se observa una ligera disminución de la entrada de calor para el modulo rediseñado, como notamos en la figura anterior.

4.4.2.4. Influencia del volumen muerto sobre la eficiencia térmica

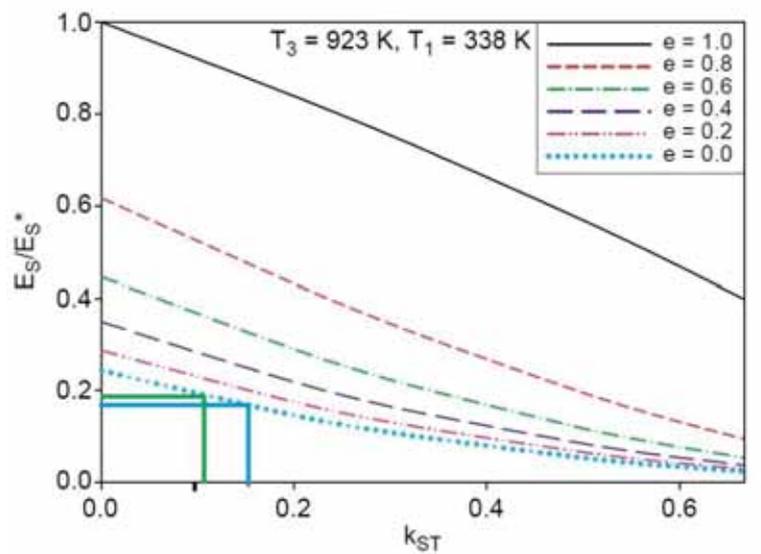


Figura 4.34 Eficacia térmica frente a la relación de volumen muerto total (Kongtragool & Wongwises, 2006) Modificado.

k_{ST} (0.1161) Modulo rediseñado: Línea color verde

k_{ST} (0.1534) Modulo de referencia: Línea color azul

En la figura 4.34 observamos que al reducir la relación de volumen muerto total logramos un ligero aumento en la eficiencia térmica.

Posteriormente, Allan J. Organ (2013) puntualiza la afirmación realizada por Finkelstein (1960), así como los trabajos realizados por Kongtragool et al. (2006), comprobando que en la práctica no es correcto afirmar, de forma contundente, que el volumen muerto debe minimizarse en el diseño del motor. Organ ejemplifica, con dos casos reales de motores Stirling, a los cuales hubo que re-diseñarles sus cámaras de compresión y expansión aumentando el volumen muerto, para superar determinados problemas de funcionamiento. Dichos problemas de operación venían asociados a la temperatura que alcanzaba el gas a su paso por los intercambiadores, pues no siendo aplicable en esta investigación pues el modulo no cuenta con intercambiadores.

El aumento de volumen muerto compensa el incremento de la temperatura del gas en el interior del motor, con la consecuente sobrecarga de los intercambiadores. Cuando la eficiencia térmica de los intercambiadores tiende al 100%. En nuestro caso, al asumir la hipótesis de

eficiencia 100% en el intercambiador, cualquier disminución de volumen muerto, se convierte en un aumento de trabajo neto. Ello explica que el motor Stirling solar, con una relación de volumen muerto menor ($R_d = 30\%$) al GPU-3 ($R_d = 42\%$), proporcione mayor trabajo neto indicado (Santos Ráez, 2015).

Isidro María utiliza los parámetros de funcionamiento de referencia, basados en el estudio analítico y experimental llevado a cabo por Martini (1983). En su estudio trabaja con hidrógeno, debido a que es el gas que utiliza el motor GPU-3, el cual ha servido de referencia para el motor solar diseñado que propone. Representa los diagramas termodinámicos $P - V$ del modelo Stirling solar diseñado y del motor GPU-3 (alimentado mediante un intercambiador de calor externo). Ambos han sido obtenidos a través de la metodología de Schmidt (Santos Ráez, 2015).

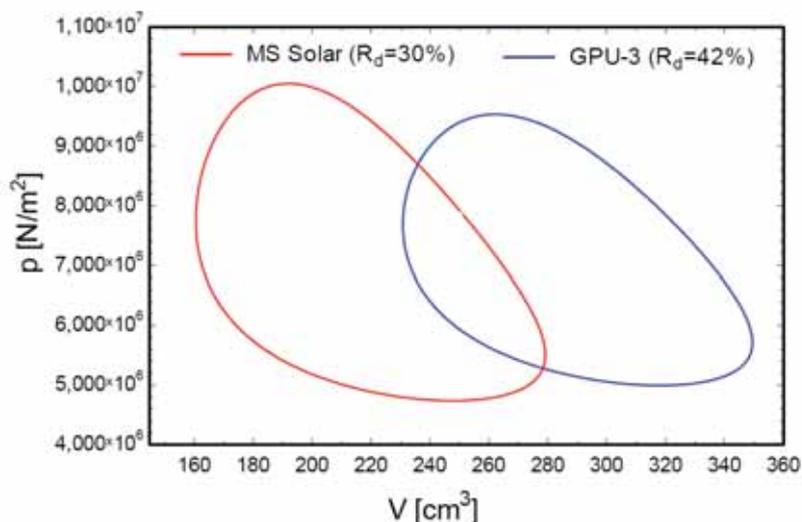


Figura 4.35 Ciclo Termodinámico p-V: Motor Stirling Solar (rojo) Isidro María Vs GPU-3 (azul) (Santos Ráez, 2015).

En la figura 4.35 se observa que el área encerrada por el diagrama representado en rojo es ligeramente mayor a la encerrada por el diagrama en azul, es decir, el trabajo indicado del motor Stirling solar es mayor al mostrado por el General-3. La justificación a tal diferencia de trabajo, viene dada por la diferencia de volúmenes muertos entre ambos (Santos Ráez, 2015).

4.4.3. Velocidad

El movimiento alternativo del pistón desplazador “fuerza” al fluido de trabajo entrante en la cámara de expansión, hacia la cámara de compresión, generando unas ondas de presión, responsables de una pérdida de trabajo indicado en el motor. En la Fig. 4.36 se representa el

valor de la caída de presión originada por el movimiento alternativo del pistón para las temperaturas 1019 K y 670 K, en función de las frecuencias de operación del motor Stirling diseñado. (Santos Ráez, 2015).

Por consiguiente no consideramos una pérdida considerable por la velocidad de funcionamiento, ya que nuestro modulo rediseñado tendrá una velocidad de 240 RPM promedio igual al módulo de referencia.

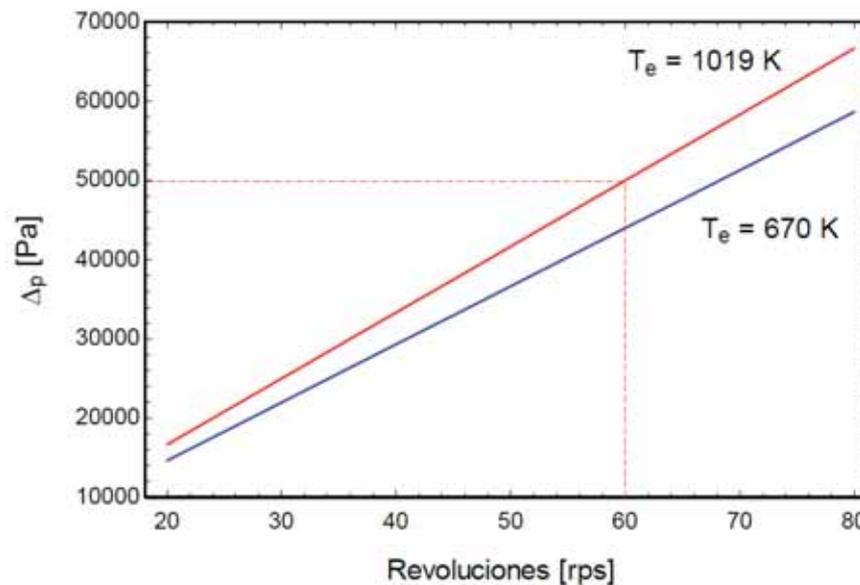


Figura 4.36 Caída de presión debida a la velocidad lineal media del pistón Vs frecuencia del motor [1200 rpm – 4800 rpm] (Santos Ráez, 2015).

4.4.4. Efecto del tipo del fluido

El **fluido de trabajo** más favorable tendrá una capacidad de calor específica baja, de modo que un poco de absorción de calor provocará un gran cambio en la temperatura y, por lo tanto, su volumen. Más sobre el fluido de trabajo ideal debería tener una viscosidad baja, ya que una viscosidad más alta significa que se disipa más energía al transportar el fluido entre las regiones frías y calientes del motor.

El **helio** parece ser el gas ideal para usar en el motor Stirling debido a su baja capacidad de calor específica, y es inerte y, por lo tanto, no existe riesgo de explosión. La mayoría de los motores Stirling técnicamente avanzados utilizan helio como fluido de trabajo. En términos de eficiencia, está detrás del hidrógeno, pero debido a su relativa seguridad y debido a la facilidad de contener el fluido de trabajo dentro del motor, es preferible al hidrógeno.

El **hidrógeno**, con su baja viscosidad y alta conductividad, es el fluido de trabajo más potente, ya que los motores pueden funcionar a velocidades más altas. Sin embargo, contener hidrógeno dentro de los cilindros es una tarea difícil incluso con un sellado adecuado, ya que el hidrógeno se difunde fácilmente a través de las cubiertas metálicas del cilindro. Los problemas más asociados incluyen el riesgo de explosión y la fragilidad de los metales que entran en contacto con ellos.

El fluido de trabajo más utilizado es el aire debido a su disponibilidad y no tan malas características. La mayoría de los motores Stirling que trabajan con aire generalmente funcionan a presiones cercanas a la presión atmosférica y, por lo tanto, se eliminan los problemas asociados con el sellado. En el lado negativo, la potencia desarrollada por un motor Stirling será mucho menor en comparación con otro motor que funcione en condiciones similares. Esto ha limitado severamente su uso en motores Stirling destinados para uso comercial. Se obtienen resultados ligeramente mejores cuando el nitrógeno se utiliza como un fluido de trabajo en lugar de aire (C S, 2011).

El **aire y el nitrógeno** comparten propiedades termodinámicas similares y tienen un rendimiento similar en un ciclo de Stirling. El uso de nitrógeno se prefiere al aire porque es un gas inerte, reduce el riesgo de explosiones y es menos probable que introduzca humedad en los cilindros. Siempre se debe evitar la humedad porque las gotas de agua que se condensan en el intercambiador de calor frío pueden dañar los cilindros (Alberti & Crema, 2014).

Por otro lado en otro estudio donde el aumento de la masa total de gas en el motor conduce a un aumento en la densidad, flujo de masa. Por tanto, un aumento en la masa total de gas en el motor conduce a una mayor pérdida de energía por la caída de presión; sin embargo, la potencia del motor aumenta y la eficiencia alcanza un máximo de aproximadamente el 40% cuando la masa es igual a 0,8 g, como se muestra en la Fig. 4.37. Cuando la masa aumenta, la disminución de la eficiencia se debe a un aumento de la pérdida de presión y la limitación de la capacidad de intercambio de calor en el regenerador y el calentador. El uso de una masa de gas igual a 1.5 g en el motor conduce a una salida aceptable y una potencia más alta que en el prototipo (Timoumi et al., 2008).

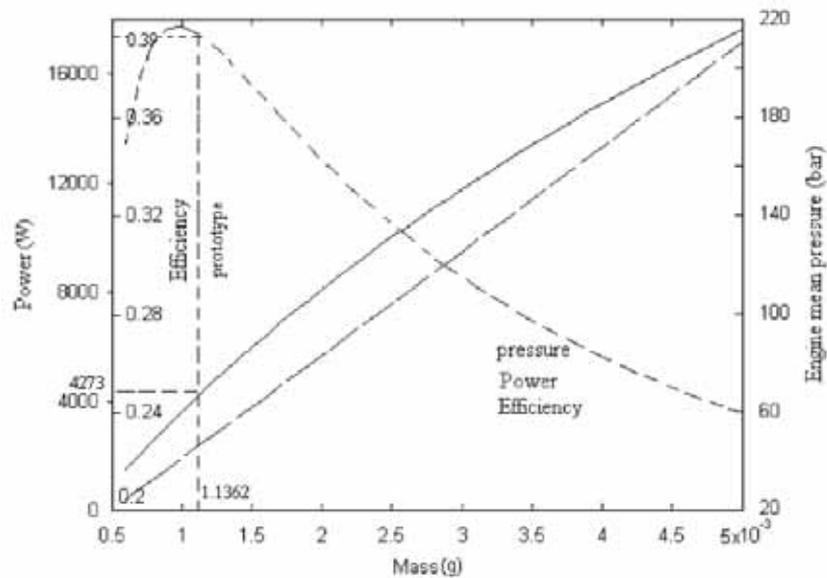


Figura 4.37 Efecto de la masa del fluido [Helio] sobre el rendimiento y la presión media del motor (Timoumi et al., 2008).

4.4.5. Relación de Compresión

Una de las mejores ventajas de los motores Stirling, a diferencia de los motores de combustión interna, es la suavidad de su funcionamiento y las bajas relaciones de compresión (alrededor de 2) que deben alcanzarse. Por lo tanto, sus componentes mecánicos están poco solicitados: cigüeñal, bielas, cojinetes, rodamientos, pistones, cárter, cilindros, etc., tienen un peso y dimensiones mucho menores a la de otros motores, así como una vida útil más prolongada (Zegarra Choque, 2004).

Una mayor relación de compresión eleva la presión media que alcanza el ciclo, y por ende incrementa la potencia indicada. Pero no solo aumenta la potencia, también se incrementan las pérdidas mecánicas, por esta razón para obtener los valores de potencia más óptimos se recomienda que la relación debería estar entre 1,5 y 2,5 (Se recomienda 2) (Aguero Zamora, 2006).

Los criterios de selección de la configuración y el mecanismo de accionamiento se plantean en función de la diferencia de temperatura que puede alcanzar la fuente de energía y la relación de compresión adecuada para esta diferencia de temperatura (Egas & Clucas, 2018).

Sin embargo en el motor Stirling tipo beta, puede producirse un efecto de solape de los pistones. Este efecto se produce cuando el pistón de trabajo ocupa parte del espacio que recorre

el pistón desplazador. Gracias a este efecto la relación de compresión suele ser mayor.

Para aumentar aún más el trabajo por ciclo y optimizar el motor para un ΔT más alto, también debemos aumentar el volumen barrido del pistón de potencia hasta que se haya alcanzado un punto óptimo, el punto donde se maximiza el área cubierta por el diagrama de presión-volumen.

- Primero, una R_c demasiado alto convertirá parte del ciclo termodinámico en un ciclo de bomba de calor por el fenómeno que se acaba de describir, lo que reducirá el rendimiento del motor;
- segundo, una R_c óptimo extraerá el máximo trabajo posible;
- y tercero, una R_c demasiado pequeña reducirá el trabajo por ciclo debido a la escasez de volumen barrido, lo que reducirá el rendimiento del motor.

Durante el proceso de trabajo, el punto en el que la fuerza debida a la presión del gas de trabajo coincide con la fuerza total que actúa sobre la superficie exterior del pistón determina la relación de compresión máxima ideal, y ningún motor debe diseñarse con una R_c más alto que este máximo, para el ciclo termodinámico ideal es el mismo que la relación de temperatura $[T_h / T_c]$ (Egas & Clucas, 2018).

En estas condiciones, el ciclo termodinámico ideal resultante, representado en la Figura 4.38, muestra que en el tercer estado termodinámico (una vez finalizado el proceso de trabajo expansión) la presión del gas de trabajo está por debajo de la presión del ciclo promedio, que se asumió como igual al gas externo. Por lo tanto, el trabajo de la presión sobre el pistón de potencia para expandir el gas de trabajo va más allá del punto en que ya ha entregado todo el trabajo que puede entregar. La relación de compresión del motor es demasiado alta para la diferencia de temperatura aplicado ΔT (Egas & Clucas, 2018).

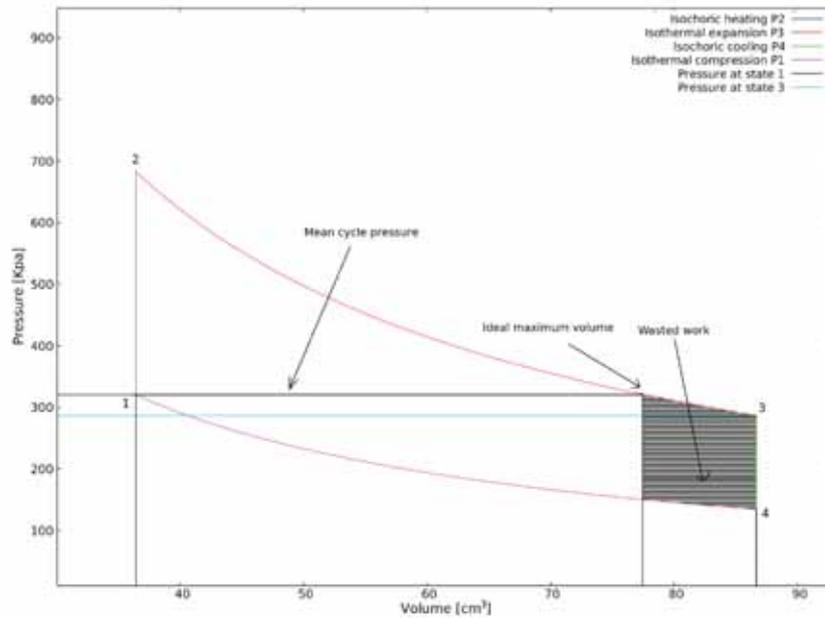


Figura 4.38 El motor beta propuesto tiene un R_c demasiado grande para el ΔT aplicado (Egas & Clucas, 2018).

Ahora, reduzcamos el volumen máximo a $V_{pms} = 77.5\text{cc}$ manteniendo todos los demás valores constantes (esto se puede hacer en un motor real modificando su geometría o el mecanismo de accionamiento). El diagrama ideal resultante se puede apreciar en la Figura 4.39. Observe que ahora la presión del gas de trabajo en el tercer estado termodinámico coincide con la presión del gas de trabajo en el primer estado termodinámico que, al mismo tiempo, es igual a la presión de gas constante exterior. Esto significa que se ha realizado todo el trabajo que puede hacer el gas de trabajo, y que no es necesaria una expansión adicional innecesaria. Esto establece la relación de compresión ideal (máxima) para la diferencia de temperatura actual en $CR = 2.1$ (Egas & Clucas, 2018).

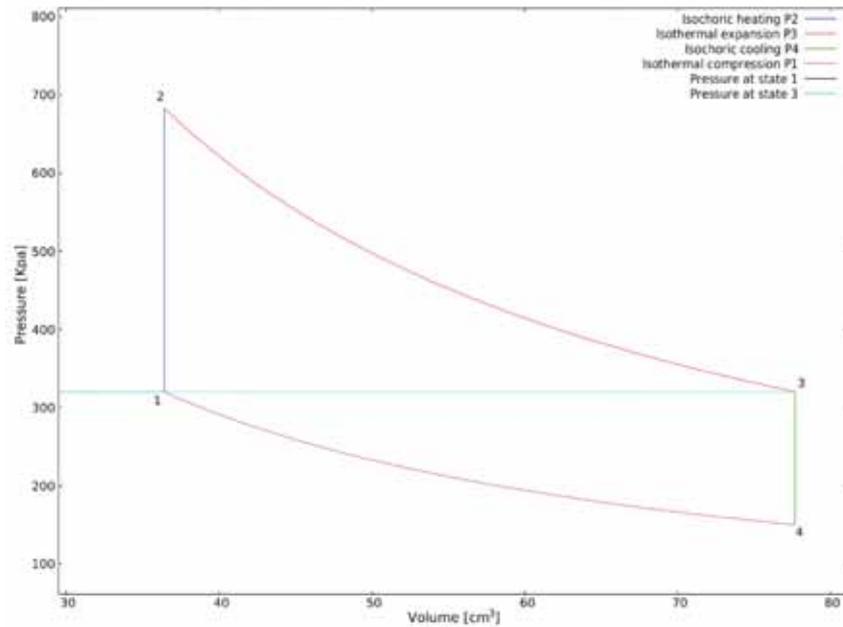


Figura 4.39 La R_c ideal para la máquina beta propuesta (Egas & Clucas, 2018).

En la tabla 4.3, se pueden apreciar las temperaturas de trabajo en caliente y en frío, junto con las relaciones de compresión obtenidas con las fórmulas CR_i y CR_k (para las temperaturas de trabajo reales de cada motor), y la relación de compresión real utilizada por los autores del proyecto:

$$CR_i(T_h, T_c) = \frac{T_h}{T_c}$$

$$CR_k(T_h, T_c) = 1 + \frac{T_h - T_c}{1100}$$

CR: relación de compresión usado en el motor real.

Tabla 4.3. R_c de motores reales en comparación con las R_c calculados

Engine	T_h (K)	T_c (K)	CR_i	CR_k	Experimental CR
5 W beta with crank drive [28].	1173	303	3.9	1.8	1.65
1 kW beta with rhombic drive [29].	900	330	2.7	1.5	1.7
15 W crank based beta [30].	773	293	2.64	1.44	1.6
417 W crank based beta [31].	923	343	2.69	1.53	1.39
0.9 kW beta with innovative drive [32].	673	323	2.10	1.31	1.65
1 kW solar powered alpha [27].	878	318	2.75	1.50	1.60

Nota: Relación de compresión de distintos motores (Egas & Clucas, 2018).

El parámetro principal considerado en el estudio actual, la R_c relación de compresión calculada a partir de la cinemática de la máquina, se muestra primero, junto con la relación de compresión ideal CR_i y la relación de compresión calculada con la fórmula de Ivo Kolin CR_k

para el diseño de temperaturas frías y calientes [$T_h=850\text{ K} / T_c=398\text{ K}$] (Egas & Clucas, 2018).

$$CR_K(T_h, T_c) = 1 + \frac{T_h - T_c}{1100} \qquad CR_i(T_h, T_c) = \frac{T_h}{T_c}$$

Los resultados obtenidos demuestran que, para cualquier motor Stirling, existe una relación directa entre la relación de compresión óptima y la relación de temperatura aplicada. Para el ciclo ideal de Stirling, la relación de compresión óptima es la misma que la relación de temperatura. Para motores reales, la concordancia entre la relación de compresión predicha por la ecuación de diferencia de temperatura baja CR_K y las relaciones de compresión del motor real para altas diferencias de temperatura muestra que la ecuación mencionada se puede usar para calcular la relación de compresión de diseño en función de las temperaturas de frío y calor aplicadas (Egas & Clucas, 2018).

Los resultados presentados en la tabla 4.4, indican que, en las mismas condiciones, los motores de las mismas dimensiones (el mismo pistón y/o desplazamiento del desplazador y carrera), pero que utilizan diferentes configuraciones y mecanismos de accionamiento, producen relaciones de compresión muy diferentes, por lo tanto, de acuerdo con lo anterior mencionado la relación directa entre la diferencia de temperatura aplicada y la relación de compresión óptima; cada configuración de la máquina y el mecanismo de accionamiento son más adecuados para diferentes aplicaciones, dependiendo de la diferencia de temperatura que pueda obtener la fuente de energía. De los motores incluidos aquí, el que presenta una mayor relación de compresión es el alfa con rosca Ross, seguido de beta con mecanismo rómbico, alfa con manivela, beta con manivela y gamma con manivela (Egas & Clucas, 2018).

Tabla 4.4 *Diferentes R_c en diferentes configuraciones de motores Stirling*

	CR	CR_i	CR_K
Beta with crank drive	2.33	2.14	1.41
Alpha with crank drive	5.12	2.14	1.41
Gamma with crank drive	2.00	2.14	1.41
Beta with rhombic drive	5.28	2.14	1.41
Alpha with Ross yoke	14.33	2.14	1.41

Nota: Relaciones de compresión para los motores analizados (Egas & Clucas, 2018).

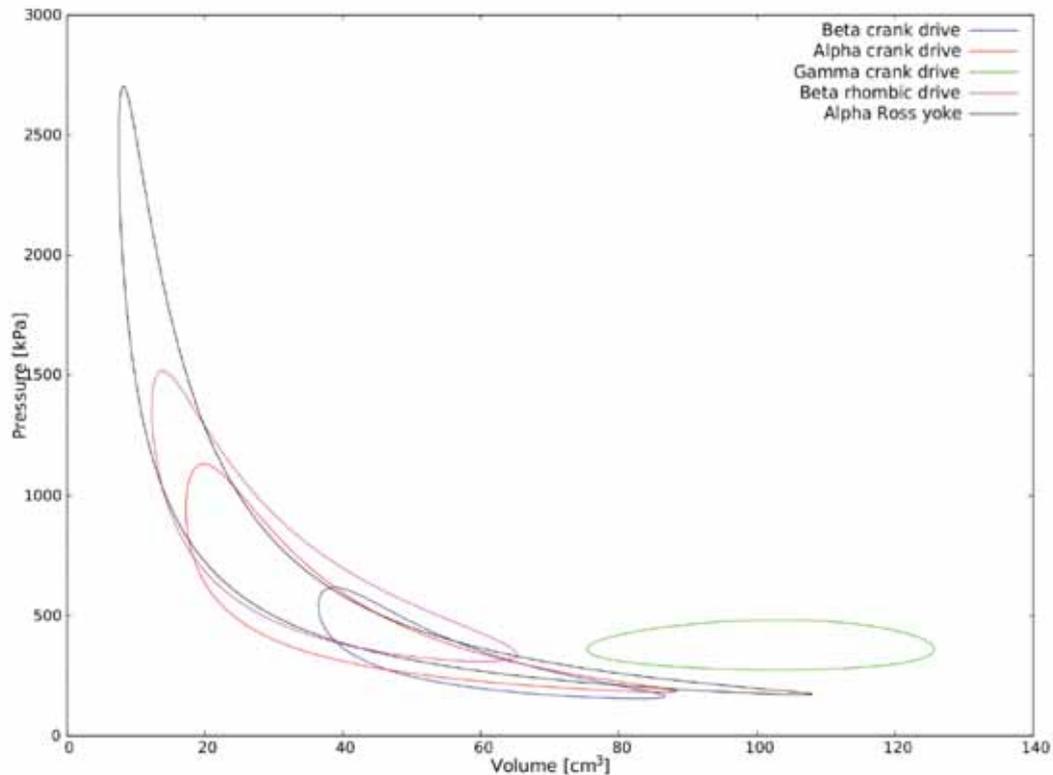


Figura 4.40 Comparación de diagramas P-V (Egas & Clucas, 2018).

La figura anterior muestra un criterio de selección para la configuración más adecuada del motor Stirling y el mecanismo de transmisión: esas configuraciones y mecanismos de transmisión que permiten una mayor relación de compresión deben ser preferidos para aplicaciones donde se puede alcanzar una alta diferencia de temperatura, y aquellos que permiten una baja relación de compresión deben usarse para aplicaciones de baja diferencia de temperatura (Egas & Clucas, 2018).

Y la relación de compresión del módulo rediseñado es:

Volumen máximo y mínimo dentro del motor Stirling, Donde;

$V_{pms} = 0.040 * A_c + 0.020 * A_{ce}$; Volumen cuando el pistón está en el punto muerto superior.

$V_{pmi} = 0.010 * A_c + 0.020 * A_{ce}$; Volumen cuando el pistón está en el punto muerto inferior.

Donde A_c y A_{ce} , son las áreas del cilindro en la zona de enfriamiento y de calentamiento respectivamente, son tomadas de los planos MR-04 y MR-05. Considerando una disminución porque existe el vástago del desplazador en el área de enfriamiento.

$$A_c = \frac{\pi * D_c^2}{4} - \frac{(\pi * 0.008^2)}{4}$$

$$A_c = 0.0010897 \text{ m}$$

$$A_{ce} = \frac{\pi * D_c^2}{4}$$

$$A_{ce} = 0.0011 \text{ m}$$

Volumen máximo y mínimo dentro del motor Stirling,

$$V_{pms} = 0.040 * A_c + 0.020 * A_{ce} ; \quad \text{Volumen cuando el pistón está en el punto muerto superior}$$

$$V_{pms} = 66.395 \text{ cm}^3$$

$$V_{pmi} = 0.010 * A_c + 0.020 * A_{ce} ; \quad \text{Volumen cuando el pistón está en el punto muerto inferior.}$$

$$V_{pmi} = 33.7 \text{ cm}^3$$

Relación de compresión

$$R_c = \frac{V_{pms}}{V_{pmi}} = \frac{66.395 \text{ cm}^3}{33.7 \text{ cm}^3}$$

$$R_c = 1.9702$$

Libor Červenka, en pruebas que hizo al motor Stirling tipo alfa que construyó previamente el año 2013. El modelo matemático que utiliza en este estudio ha sido construido utilizando el software GT-Power. Este software incluye un solucionador de ecuaciones diferenciales parciales de dinámica de gas para flujo compresible. Tiene en cuenta la conservación de masa, energía y momento, así como la irreversibilidad del flujo no estacionario y compresible, y la transferencia de calor entre el gas y las paredes. Este ciclo más realista pero aún idealizado se comparará con un ciclo altamente idealizado para identificar mejor las fuentes de discrepancias (Červenka, 2016).

La eficiencia térmica del ciclo de Stirling ideal en relación con la relación de compresión se muestra en la Figura 4.41. La eficiencia se calcula para la relación de temperatura $\tau = 2.57$. Las diversas curvas representan la eficiencia térmica en función de la eficiencia de regeneración (Červenka, 2016).

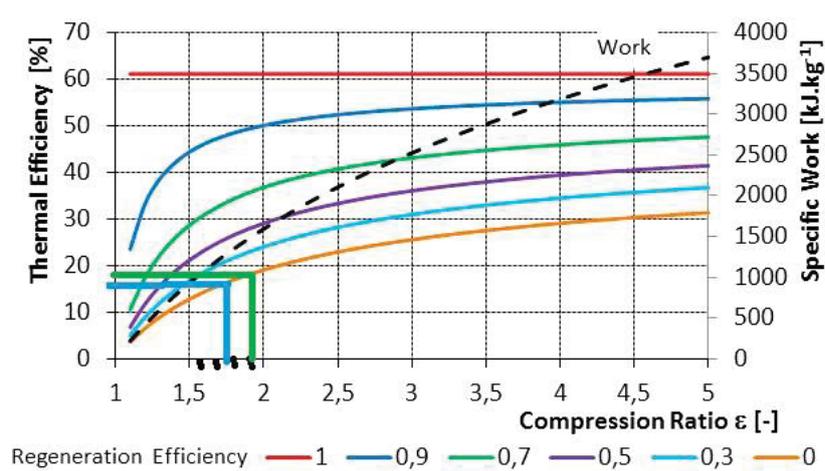


Figura 4.41 Eficiencia térmica del motor ideal de Stirling para diversas eficiencias de regeneración ideal y trabajo específico de ciclo (Červenka, 2016) Modificado.

R_c (1.9702) Modulo rediseñado: Línea color verde

R_c (1.7704) Modulo de referencia: Línea color azul

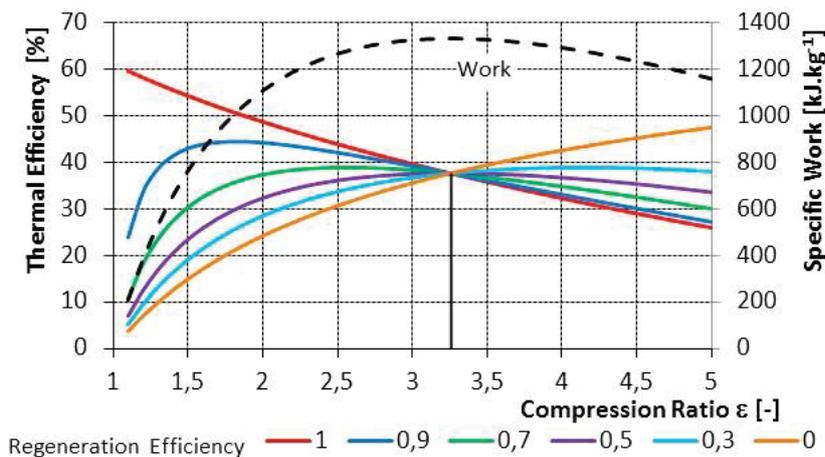


Figura 4.42 Eficiencia térmica del ciclo de volumen constante de regeneración para diversas eficiencias de regeneración real y trabajo específico del ciclo (Červenka, 2016) Modificado.

La figura 4.42 muestra que hay una relación de compresión óptima para la máxima eficiencia. Todas las curvas de eficiencia se intersectan en una relación de aproximadamente 3.25. Este es el punto desde el cual la regeneración no es posible. La línea naranja representa el ciclo sin regeneración. La eficiencia de este ciclo aumenta al aumentar la relación de compresión. La curva discontinua representa el trabajo específico. El trabajo alcanza un máximo y luego disminuye con mayor aumento de la relación de compresión (Červenka, 2016), reforzando lo descrito por (Egas & Clucas, 2018).

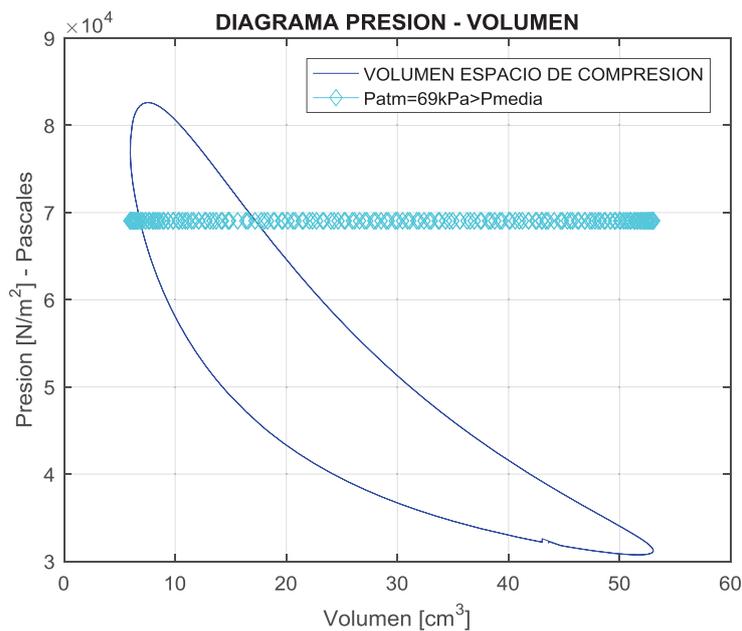
Y para la relación de compresión del módulo rediseñado $R_c=1.9702$, tenemos una eficiencia térmica mayor al del módulo de referencia como se aprecia en la Fig. 4.41.

El incremento de la relación de compresión, tiene un valor de 11.28 %, con respecto al módulo de referencia.

Considerando que la gráfica anterior corresponde para el tipo alfa que tiene una relación de compresión relativamente mayor que el tipo beta (Figura 4.40) siendo el caso de esta investigación.

De estas dos aproximaciones (Figuras 4.34 y 4.41) donde la eficiencia térmica que alcanza gráficamente el modulo rediseñado son cercanas al 20%. Ahora veremos y compararemos con el resultado calculado.

4.4.6. Eficiencia Térmica del Módulo Rediseñado



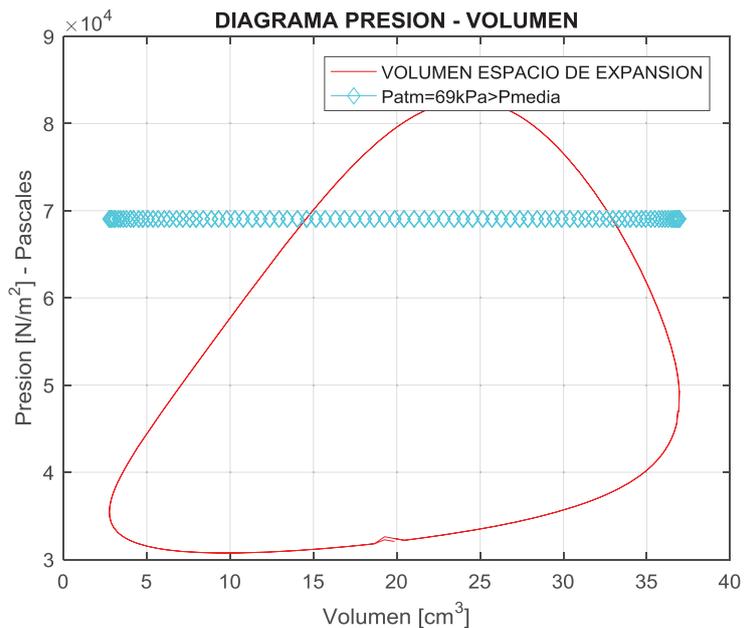


Figura 4.43. Diagrama de Presión-Volumen, zona fría (Azul) y zona caliente (Rojo) [Fuente propia].

En la figura 4.43 se muestra las gráficas de presión-volumen de la zona de compresión, de expansión y la presión de amortiguamiento, en este caso la presión atmosférica.

De la figura 4.23, tenemos;

Fabio Zegarra, considera: $P_{media} = \sqrt{P_{min} * P_{max}}$

$$P_{media} = \sqrt{8.26 * 10^4 * 3.074 * 10^4}$$

$$P_{media} = 50389.72 Pa$$

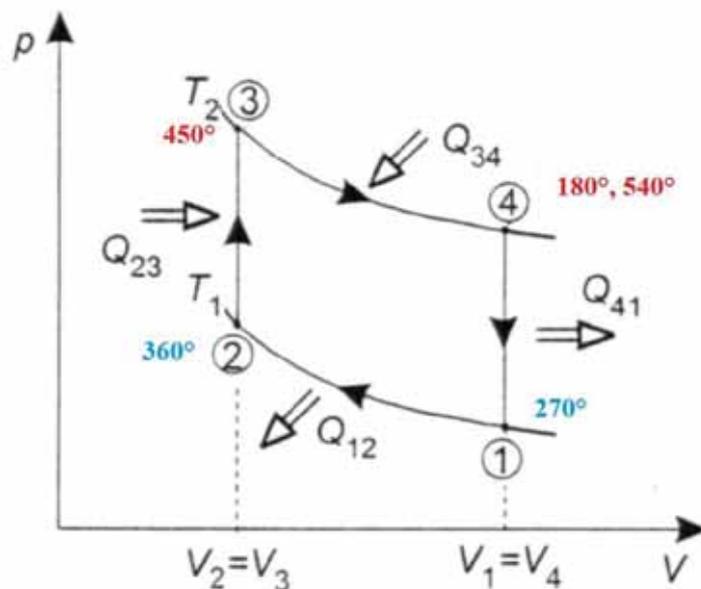


Figura 4.44. Diagrama p-V del ciclo Stirling Ideal (Deicher & Patrick, 2011) Modificado.

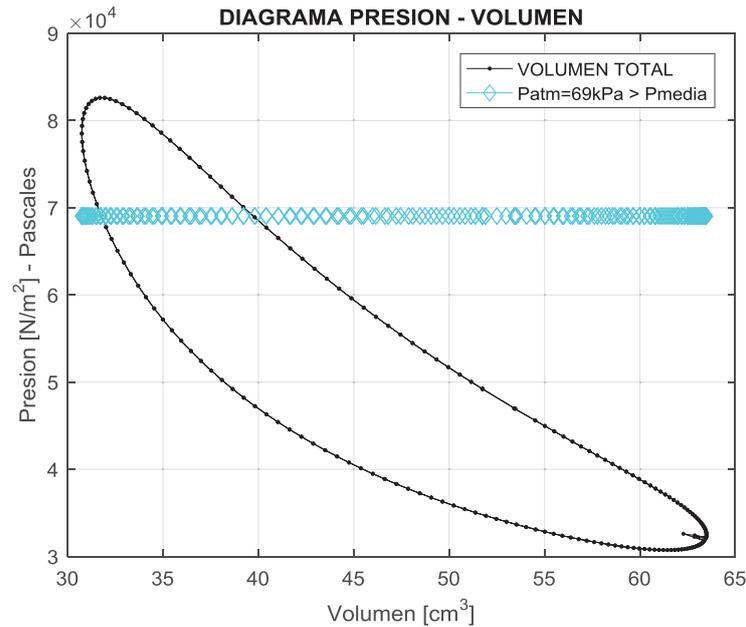


Figura 4.45. Diagrama p-V del ciclo Stirling - Modulo Rediseñado (Fuente propia).

En la figura 4.45 se muestra las gráficas de presión-volumen total del módulo rediseñado y la presión de amortiguamiento, en este caso la presión atmosférica.

De la base teórica y las ecuaciones del apartado 2.2.3, tenemos:

Temperaturas de los ambientes dentro del motor Stirling

$$T_c = 40 + 273.15 = 313.15 \text{ K}$$

$$T_e = 280 + 273.15 = 553.15 \text{ K}$$

Constante del aire como gas ideal

$$R = 0.287; \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Masa del aire dentro del motor Stirling

$$m = 1.9557 * 10^{-5} \text{ Kg}$$

Calor específico del aire a volumen constante, a las temperaturas respectivas de cada ambiente.

$$C_{ve} = 768 \text{ J/Kg} * \text{K}$$

$$C_{vc} = 728 \text{ J/Kg} * \text{K}$$

CALOR CEDIDO

COMPRESION ISOTERMICA

$$Q_{12} = 1000 * m * R * T_c * \ln((V_{pms})/(V_{pmi}))$$

$$Q_{12} = -1.1919 J$$

ENFRIAMIENTO ISOCORICO

$$Q_{41} = -m * C_{vc} * (T_e - T_c)$$

$$Q_{41} = -3.4170 J$$

CALOR AÑADIDO

EXPANSION ISOTERMICA

$$Q_{34} = 1000 * m * R * T_e * \ln((V_{pmi})/(V_{pms}))$$

$$Q_{34} = 2.1054 J$$

CALENTAMIENTO ISOCORICO

$$Q_{23} = m * C_{ve} * (T_e - T_c)$$

$$Q_{23} = 3.6047 J$$

TOTAL CALOR AÑADIDO

$$Q_{in} = Q_{23} + Q_{34}$$

$$Q_{in} = 5.7101 J$$

TOTAL CALOR CEDIDO

$$Q_{out} = Q_{12} + Q_{41}$$

$$Q_{out} = -4.6089 J$$

Tabla 4.5. Resumen de resultados de los flujos de calor – M. Rediseñado

CALOR CEDIDO		TOTAL CALOR CEDIDO	TRABAJO NETO Wneto = Qin – Qout
COMPRESION ISOTERMICA	ENFRIAMIENTO ISOCORICO		
-1.1919 J	-3.4170 J	-4.6089 J	
CALOR AÑADIDO		TOTAL CALOR AÑADIDO	Wneto = 1.1012 J
EXPANSION ISOTERMICA	CALENTAMIENTO ISOCORICO		
2.1054 J	3.6047 J	5.7101 J	

Nota: Flujos de calor (Fuente propia).

Y la eficiencia térmica-teórica del sistema del módulo rediseñado es:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{4.6089}{5.7101} = 0.1929 = 19.3 \%$$

Notaremos que este resultado similar a estas dos aproximaciones (Figuras 4.34 y 4.41)

Del cuadro resumen anterior, requerimos 5.7101 J de energía por ciclo.

Entonces la Potencia indicada que necesita nuestro modulo, a una velocidad nominal de operación de 240 rpm, es:

$$P_{in} = 5.7101 \frac{J}{rev} * 240 \frac{rev}{60s}$$

$$P_{in} = 22.84 \text{ Watts}$$

La potencia efectiva del módulo rediseñado,

$$P_e = T_{prom} * n * \frac{2 * \pi}{60}$$

$$P_e = 0.845 * 240 * \frac{2 * \pi}{60}$$

$$P_e = 21.24 \text{ Watts}$$

La eficiencia mecánica, es

$$\eta_{mec} = \frac{P_e}{P_{in}}$$

$$\eta_{mec} = \frac{21.23}{22.84} = 0.92$$

Esta eficiencia mecánica teórica, será afectada por las pérdidas mecánicas.

CONSUMO DE GLP

Si, 1Watts = 0.8598 Kcal/h, y el poder calorífico del GLP¹⁶ es 22 244 Kcal/m³

Entonces, 22.84 Watts = 19.6389 Kcal/h, con este dato obtenemos el flujo másico de GLP requerido.

$$\text{Consumo de Glp} = \frac{19.6389 \text{ Kcal/h}}{22\ 244 \text{ Kcal/m}^3}$$

$$\text{Consumo de Glp} = 8.824 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{h}$$

¹⁶ Recuperado de <http://srvgart07.osinerg.gob.pe/webdgn/contenido/diferencias-fisico-quimicas-gn-glp.html>

CAPITULO V

RESULTADOS

La aparente simplicidad de un motor Stirling esconde su dificultad de caracterizarlo numéricamente. (Santos Ráez, 2015).

La consideración importante tomada para el rediseño, es el tamaño de este; pues como hemos observado en los resultados obtenidos como la presión alcanzada dentro del motor Stirling que es ligeramente mayor a la presión atmosférica de la ciudad del Cusco, entre otras como material (transferencia de calor) a utilizar, el alcance de la temperatura del aire dentro de la zona de expansión y el enfriamiento adecuado de este volumen, además de la presión de amortiguamiento mayor a la presión media del ciclo, nos dan una idea clara de su funcionamiento y las condiciones de operación que requiere un modelo diseñado para operar a presión atmosférica, siendo estas razones por que decido rediseñar el módulo de referencia que tuvo fines didácticos, a un tamaño 1.8 veces menor, para lograr ese fin propuesto inicialmente.

La altitud sobre el nivel del mar ejerce efectos tanto sobre la presión y temperatura atmosféricas como sobre la concentración de oxígeno en el aire y la composición de éste. Sin embargo, para cuantificar el efecto sobre las prestaciones del motor, basta con considerar el efecto sobre las condiciones termodinámicas.

La parte analítica si bien es importante para entender el comportamiento/funcionamiento de una máquina, también es importante tomar los criterios adecuados para el ensamblaje y construcción del mismo en cuanto a los materiales utilizados.

El modelo termodinámico utilizado fue una herramienta fundamental para la comprensión del funcionamiento del motor Stirling, la identificación de variables (Volúmenes muertos, relación de compresión, Calor añadido, calor cedido) y la influencia de estas sobre el comportamiento de la máquina, que servirán para posteriores estudios de transferencia de calor, consumo de combustible de la fuente de calor, así como la eficiencia global del sistema. Pudiendo así recién pasar a la etapa de la construcción del motor.

Para aplicaciones comerciales es recomendable utilizar un regenerador externo para módulos grandes que llevan el fluido de trabajo presurizado pues un motor Stirling que trabaja a presiones atmosféricas es ineficiente al generar electricidad

La producción del motor térmico para fines didácticos es mejor en prototipos pequeños y en la configuración Alpha o Gamma, para un trabajo de presión alrededor de la presión atmosférica pues en tamaños grandes son ineficientes (lentos y costosos).

La construcción de un dispositivo de instrucción/módulo de laboratorio será fundamental para la comprensión sobre maquinas térmicas en la Escuela profesional de Ingeniería Mecánica.

5.1. Eficiencia Térmica

Los procesos reales se caracterizan por alcanzar potencias inferiores a las calculadas en modelos teóricos, debido a las pérdidas de trabajo útil y caídas de presión. Libor Červenka también aclara que la eficiencia térmica de un motor Stirling real es muy baja en comparación con el ciclo ideal. Esta diferencia se debe a los cambios térmicos irreversibles reales, el gas viscoso real y la geometría real (Červenka, 2016).

En cuanto a la eficiencia del motor se asume el rendimiento de Carnot, según criterio de cálculo de la metodología de Schmidt (1871). Se cumple que a mayor diferencia de temperatura entre focos el rendimiento irá incrementándose. Por tanto, el rendimiento del motor depende de la temperatura que alcance la cámara de expansión (Santos Ráez, 2015).

De esta investigación podemos describir, relacionar y explicar la relación entre diversas las variables que contribuyen en el del rendimiento térmico.

- Una disminución del volumen muerto conlleva a una mayor eficiencia térmica.
- La relación de compresión mayor mejora la eficiencia térmica.

La eficiencia térmica del módulo rediseñado es aceptable 19.29%; por tanto se mejoró la eficiencia térmica, que se relaciona directamente por la combinación de una serie de componentes mecánicos tales como las carreras del desplazador y del pistón de potencia (relación manivela-biela), la longitud del desplazador, la longitud del vástago del desplazador.

Estos resultados obtenidos son avalados por estudios realizados por Bancha Kongtragool, Jose Egas y Libor Cervenka en motores Stirling, mostrados en las figuras 4.34 y 4.41.

Tabla 5.1. *Tabla resumen de mejoras*

	MODULO DE REFERENCIA	MODULO REDISEÑADO	MODIFICACION	MEJORA
Tipo de motor Stirling	Beta	Beta	---	---
Fluido de trabajo	Aire	Aire	---	---
Angulo de desfase	90°	90°	---	---
Rpm	240	240	---	---
T-Compresión / T-expansión	313 K / 553 K	313 K / 553 K	---	---
Orientación	Vertical	Horizontal	Orientación horizontal	<ul style="list-style-type: none"> • Solo es necesario mover la inercia del sistema mecánico, el cual se desliza sobre el cilindro lubricado.
Relación biela manivela r/l (Pistón / Desplazador)	$\frac{3}{20} = 0.15$ $\frac{3.5}{12} = 0.291$	$\frac{1.5}{7.5} = 0.2$ / $\frac{1.5}{4.5} = 0.33$	Se adecua la relación manivela-biela (r/l) dentro del rango recomendado entre 1/3 y 1/5 (0.2-0.333).	<ul style="list-style-type: none"> • Se logra un movimiento más uniforme de los mecanismo manivela-biela • Se disminuye el par de torsión de inercia, disminuyendo la vibración y la aspereza.
Carrera Pistón	60 cm	30 cm	Se reduce la longitud de la manivela.	<ul style="list-style-type: none"> • Un recorrido menor garantiza el aprovechamiento de la expansión del gas.
Carrera Desplazador	70 cm	30 cm	Se reduce el tamaño de la manivela.	<ul style="list-style-type: none"> • Un recorrido menor garantiza el aprovechamiento de la expansión del gas.
Diámetro Pistón de potencia	6.8 cm	3.8 cm	Se reduce su tamaño, y se propone la utilización de o'rings para el sellado.	<ul style="list-style-type: none"> • Se logra la hermetización del fluido de trabajo. • Se reduce al mínimo las pérdidas mecánicas por fricción en este elemento.

Diámetro Pistón desplazador	6.7 cm	3.7cm	Se reduce su tamaño.	<ul style="list-style-type: none"> • Favorece en la disminución del torque de inercia.
Quemador	Quemador hechizo	Quemador comercial de GLP	Se plantea la implementación de un nuevo quemador.	<ul style="list-style-type: none"> • Se logra alcanzar la temperatura de 553K. • Se reduce al mínimo las pérdidas de energía calorífica pues la combustión se concentra en un solo punto.
Energía necesaria del volante	5.083 J	0.8448 J	Se reduce al tamaño adecuado necesario.	<ul style="list-style-type: none"> • Se logra almacenar la energía cinética necesaria para llevar al pistón a través de los PMS e PMI • Se minimiza la variación de la velocidad ($w_{\max} - w_{\min}$)
Relación de volumen muerto (K_{st})	0.1534	0.1161	Se reduce la relación de volumen muerto total.	<ul style="list-style-type: none"> • Favorece en la mejora de la eficiencia térmica.
Relación de compresión (R_c)	1.7704	1.9702	Se incrementa la relación de compresión.	<ul style="list-style-type: none"> • Favorece en la mejora de la eficiencia térmica.
Eficiencia Térmica teórica Schmidt (η_{th})	17.8 %	19.3 %	Se incrementa el trabajo neto.	<ul style="list-style-type: none"> • Se logra una mejora en la eficiencia térmica.

Nota: Mejoras gracias a las modificaciones (Fuente propia).

Con estos resultados podemos afirmar:

- Como la presión de trabajo al que está diseñado; es decir la presión media de trabajo es menor de la presión atmosférica; necesariamente para un buen desempeño se debe construir en tamaños pequeños, por la baja presión de trabajo que alcanza.

- Esto explica que el modulo original al ser de tamaño grande, con una relación de compresión promedio, con la disposición de sus componentes, para su tipo (beta) con dificultad para el sellado, con el tamaño de cigüeñal grande por tanto de mucho peso, con el volante de inercia que no almacena la energía requerida, el juego de las bielas dentro del pistón y los

rozamientos adicionales de estos componentes, hace que tenga problemas en su funcionamiento a pesar que teóricamente el modulo podría entregar más torque y con una eficiencia térmica aceptable.

CONCLUSIONES

- La evaluación del sistema mecánico, juntamente con las condiciones de operación y funcionalidad del motor Stirling tipo beta de 2 Watts de referencia que opera a presión atmosférica y con el resultado del análisis termodinámico permitió comprender y determinar que es necesario modificar el tamaño de todo el sistema, por ello se redujo el diámetro del cilindro en un factor de 1.8, esta opción es conveniente para que pueda trabajar a presión atmosférica y pueda tener fines prácticos como módulo de laboratorio.
- Se logró mantener el fluido de trabajo presurizado en el proceso de compresión con o'rigines utilizados en gatas hidráulicas, dentro del pistón por donde se desplaza el vástago del desplazador, y alrededor de éste que está en contacto con el cilindro; mejorando favorablemente el desempeño de la máquina térmica.
- Se logró alcanzar la temperatura de 553K propuesto en la zona caliente del Motor Stirling con la implementación de un nuevo quemador comercial de GLP para la zona caliente, logrando así alcanzar y mantener la temperatura dentro del calentador (zona caliente).
- Con la modificación de la relación geométrica de los mecanismos manivela-biela de ambos mecanismos dentro del rango (1/5-1/3), se logró disminuir las fuerzas de inercia, reduciendo así el torque de inercia, de esta manera obtenemos un funcionamiento uniforme del motor térmico rediseñado.
- Se logró reducir la relación de volumen muerto total (K_{st}) del módulo rediseñado en un 3.5 % de 0.1534 a 0.1161 en comparación con el módulo de referencia; esto con el nuevo dimensionamiento de la longitud del vástago del desplazador y de la profundidad del cilindro de trabajo.
- Se logró aumentar la relación de compresión (R_c) del módulo rediseñado en un 11.28 % de 1.7704 a 1.9702 en comparación con el módulo de referencia, con los nuevos volúmenes obtenidos por las modificaciones anteriormente descritas.
- Se mejoró el rendimiento térmico (η_{th}) en 1.5 %, de 17.8 % a un 19.3%, en comparación con el módulo de referencia; lográndose comprobar que la modificación del sistema mecánico (relación manivela-biela de ambos mecanismos), la disminución de volumen muerto, el aumento de la relación de compresión; favorecen en la mejora de la eficiencia térmica.

RECOMENDACIONES

- Realizar un estudio exhaustivo del elemento y condición importante: el sellado del motor Stirling tipo beta.
- Realizar un estudio y análisis de los materiales más adecuados a utilizar, para garantizar la captación y rechazo de calor, y sus efectos en la eficiencia termodinámica.
- Realizar estudios de balance energético de pérdidas por disipación de energías.
- Recomiendo la simulación por volúmenes de control, para tener una comprensión más clara del comportamiento termodinámico del fluido de trabajo dentro del motor Stirling tipo beta.
- Recomiendo evaluar la cantidad de masa óptima del fluido de trabajo en el motor Stirling tipo beta que opera a presión atmosférica.
- Recomiendo evaluar un análisis por fatiga más exhaustivo donde involucra factores de acabado superficial, tamaño del eje, tipo de carga, confiabilidad, entre otros.
- Recomiendo evaluar el ángulo de fase óptimo para esta configuración, pues S. Alfarawi encuentra a 105° en lugar del ángulo de fase común de 90° en un motor tipo Gamma.
- Si bien el aumentar la temperatura es la manera más fácil de incrementar el rendimiento térmico; determinar hasta que máxima diferencia de temperaturas se debe alcanzar para una eficiencia térmica óptima con la relación de compresión dada a fin de invertir solo la cantidad de calor necesaria.

BIBLIOGRAFIA

- Agreda Andrade, V. A., & Marasca Flores, T. J. (2013). *Diseño y fabricación a escala de un motor stirling accionado por energía solar.*
- Aguero Zamora, V. R. (2006). *Diseño y construcción de un motor Stirling para la generación de energía eléctrica.*
- Alberti, F., & Crema, L. (2014). Design of a new medium-temperature Stirling engine for distributed cogeneration applications. *Energy Procedia*, 57(September 2015), 321–330. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.037>
- Alfarawi, S., AL-Dadah, R., & Mahmoud, S. (2016). Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation. *Energy Conversion and Management*, 124, 130–140. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.016>
- Arturo Macedo Silva (2013) Cinemática de mecanismos por métodos numéricos.
- Bausa Viseras, S. C. (2016). *Diseño y estudio de implementación de un motor Stirling en las Lanchas de Instrucción.*
- Botta, D., Brusconi, M., Pokolenko, S., & Vera de la cruz, A. (2011). Efecto de la relación biela-manivela en el comportamiento del motor de ciclo otto.
- C S, V. (2011). *Stirling Engines - A beginners guide.*
- Červenka, L. (2016). Idealization of the real Stirling cycle. *Mecca*, 19–27.
- Chen, W., Yang, Y., & Leon Salazar, J. (2015). A CFD parametric study on the performance of a low-temperature- differential c -type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 106, 635–643. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.10.007>
- Cruz Rojas, A. ., Alvarado Martinez, V. M. ., & Lopez Lopez, M. G. . (2015). Modelado , Simulación y Control de un Motor Stirling Tipo Alfa. *Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico*, (2014), 352–357.
- Deicher, M., & Patrick, H. (2011). *Guía de Laboratorio - Motor Stirling.*
- Dubbel, H. (1952). *Manual del constructor de máquinas.* (L. S.A., Ed.) (Segunda Ed).
- Egas, J., & Clucas, D. M. (2018). Stirling engine configuration selection. *Energies*, 11(584), 1–22. <https://doi.org/10.3390/en11030584>
- Gheith, R., Aloui, F., & Nasrallah, S. Ben. (2011). Experimental study of a beta stirling thermal machine type functioning in receiver and engine modes. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 4(3), 33–42.
- Kongtragool, B., & Wongwises, S. (2006). Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. *Renewable Energy*,

31(3), 345–359. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.03.012>

Mamani Castillo Roosbel Dennis, Mamani Jorge Guido David (2008) Modulo experimental de un motor de combustión externa stirling.

Miranda Morales, J. A. (2008). *Analisis termodinamico de un motor de ciclo Stirling*.

Norton, R. L. (2007). *Diseño de Maquinaria*.

Ramos, C. A. (2015). Los paradigmas de la investigación científica. *ResearchGate*, 23(1).

Rodriguez Hernandez, J. (2009). Cap. I Teoría de fallas & Cap. III Fatiga. In *Resistencia de Materiales 2* (pp. 1-40 / 1-60).

Sanchez L., J. I., Román L., R., & G, R. F. (2010). Modelación un Motor Stirling tipo gama para bajas entalpías. *IV Conferencia Latino Americana de Energía Solar*.

Santos Ráez, I. M. (2015). *Estudio de un motor Stirling con absorbedor interno alimentado con energia solar*.

Senft, J. R. (1991). Pressurization effects in kinematic heat engines. *Journal of the Franklin Institute*, 328(2–3), 255–279. [https://doi.org/10.1016/0016-0032\(91\)90034-Z](https://doi.org/10.1016/0016-0032(91)90034-Z)

Sousa, V. D., Driessnack, M., & Costa Mendes, I. A. (2007). Revisión de diseños de investigación resaltantes para enfermería. Parte 1: Diseños de investigación cuantitativa. *Revista Latino-Americana de Enfermagem*, 15(3).

Timoumi, Y., Tlili, I., & Ben Nasrallah, S. (2008). Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. *Energy*, 33(7), 1100–1114. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.02.005>

Tlili, I., Timoumi, Y., & Ben Nasrallah, S. (2006). Numerical simulation and losses analysis in a Stirling engine. *Heat Technol*, 24(September 2016), 97–105.

Zegarra Choque, F. (2004). *Estudio, Diseño y Construcción de un Motor Stirling Experimental Tipo Beta*.

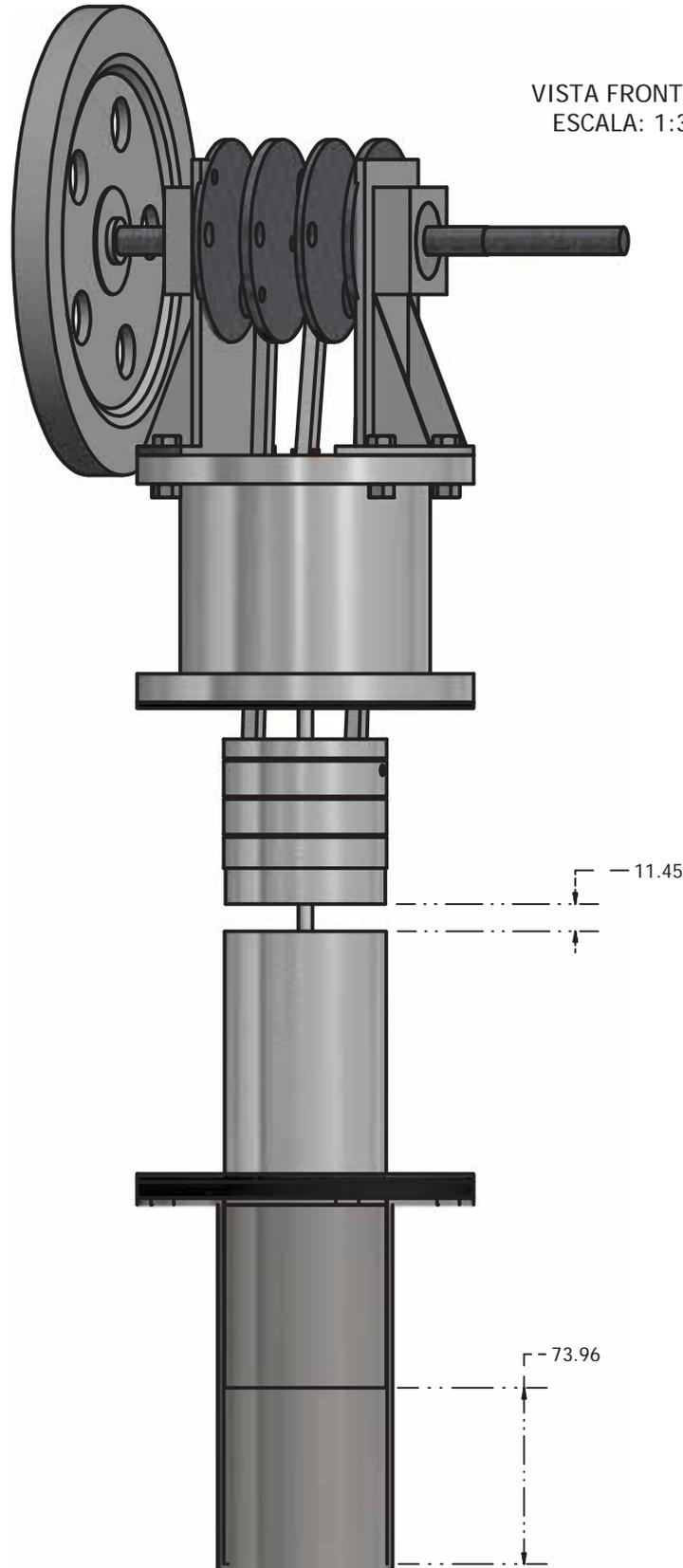
ANEXOS

A.

PLANOS DEL MODULO DE REFERENCIA

El sistema de proyección ortogonal, es del sistema americano ASA: El plano de proyección se coloca delante del objeto en el sentido de la proyección.

VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:3



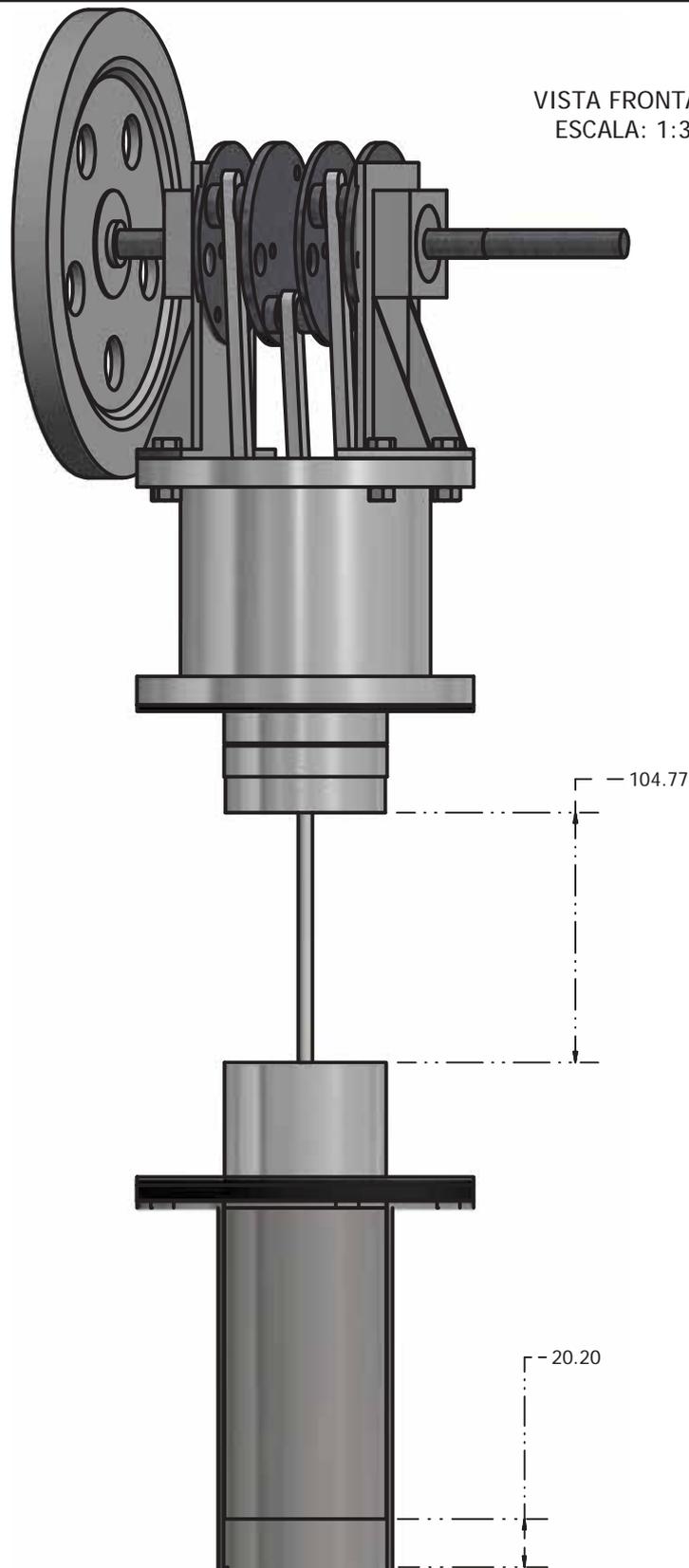
UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

COMPONENTE: MODULO DE REFERENCIA (t₂=400°)		FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus		ESCALA: INDICADA	FECHA: 26/09/2018	LAMINA: MO-11
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				

VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:3

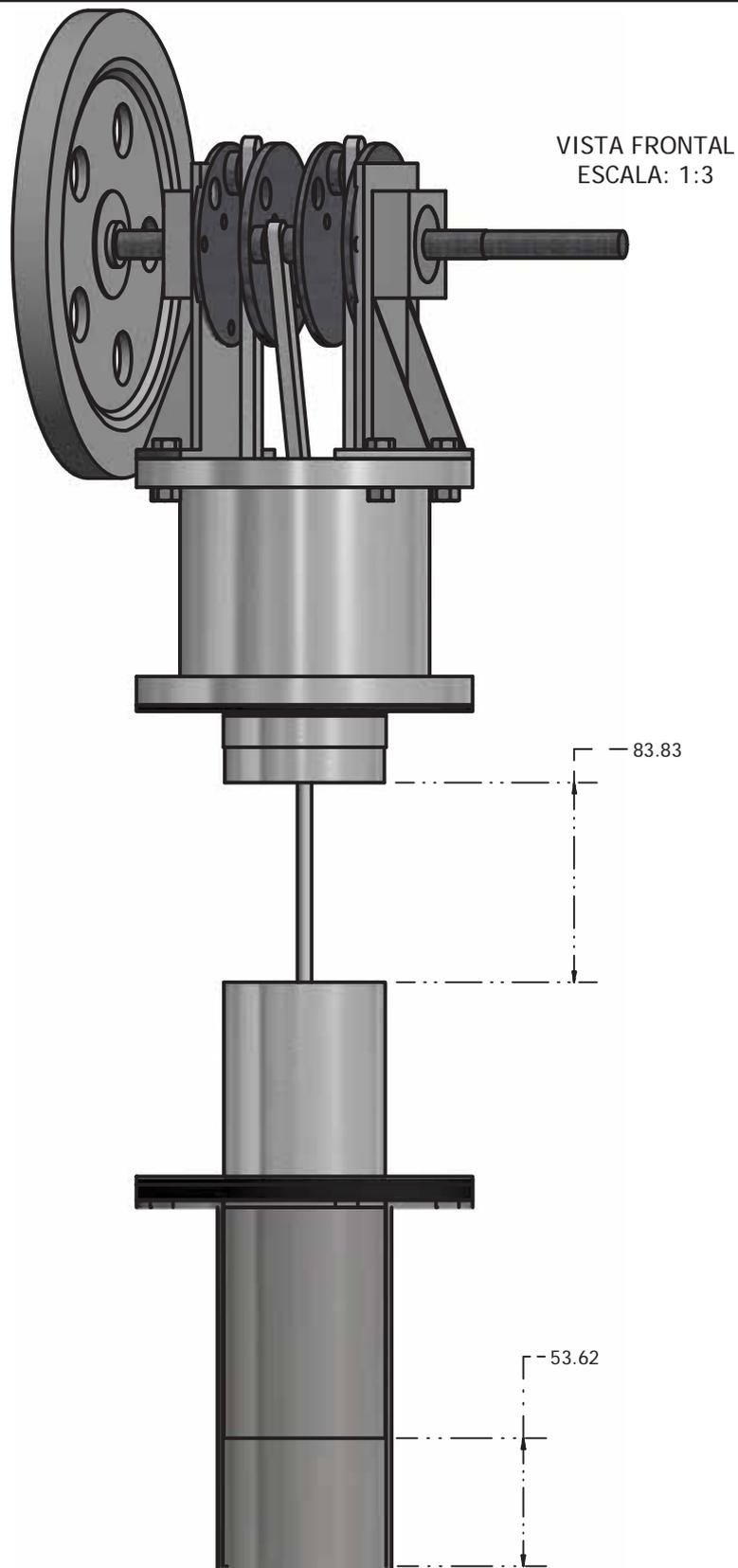


UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO
BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

COMPONENTE: MODULO DE REFERENCIA ($t_2=238^\circ$)	FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus	ESCALA: INDICADA	FECHA: 26/09/2018	LAMINA: MO-12
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor			

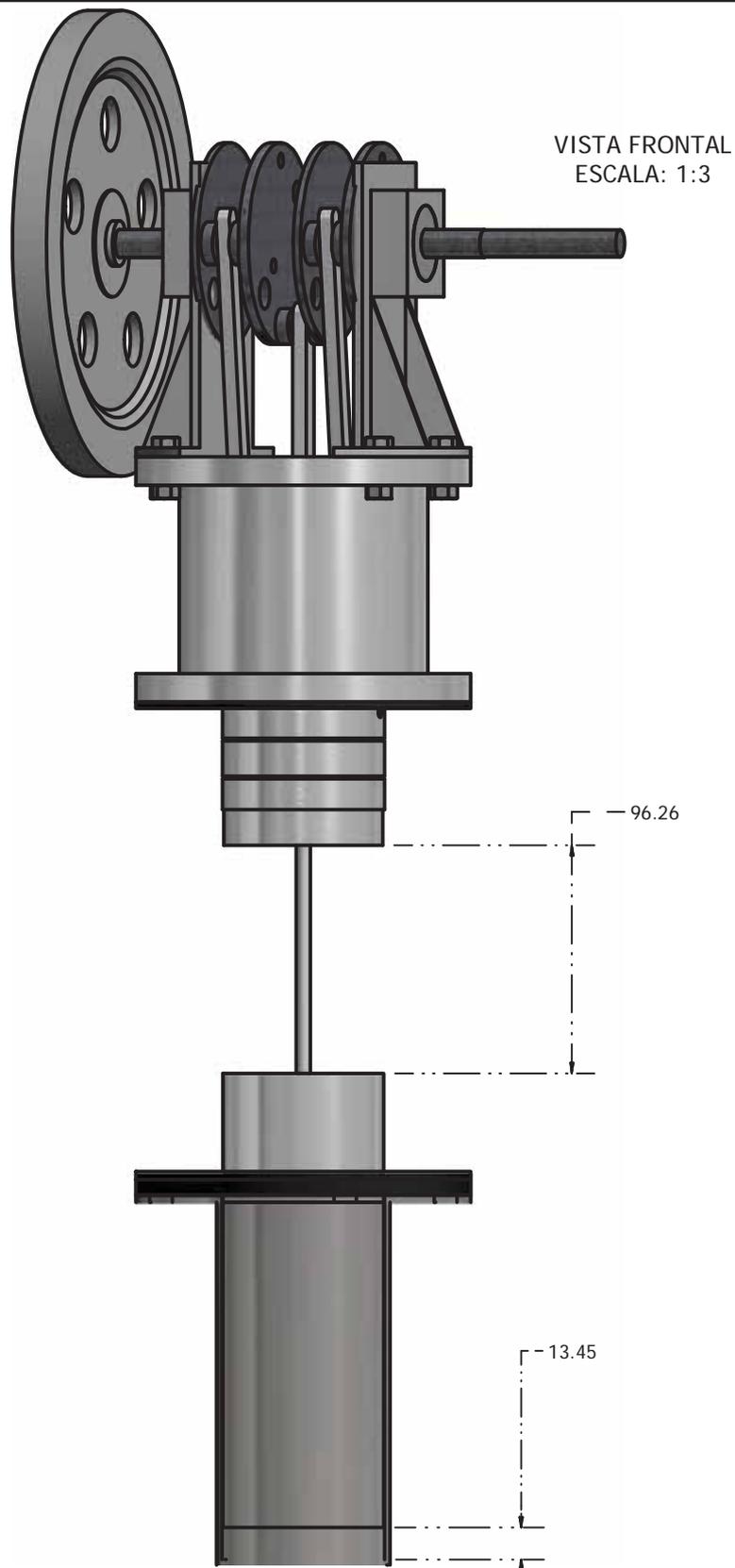


UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO
BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

COMPONENTE: MODULO DE REFERENCIA ($t_2 = 180^\circ$)	FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus	ESCALA: INDICADA	FECHA: 26/09/2018	LAMINA: MO-13
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor			

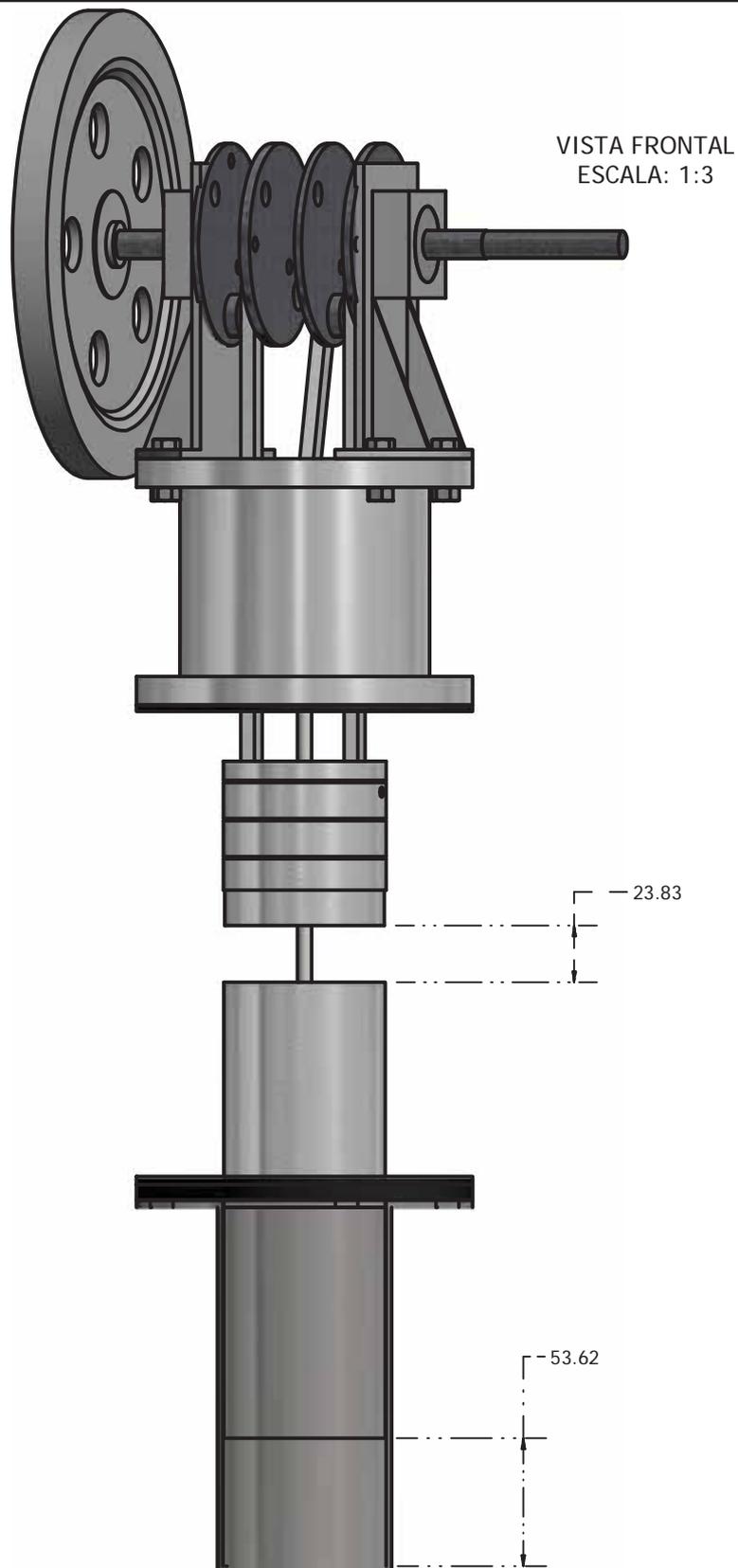


UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO
BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

COMPONENTE: MODULO DE REFERENCIA ($t_2=270^\circ$)		FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus		ESCALA: INDICADA	FECHA: 26/09/2018	LAMINA: MO-14
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				

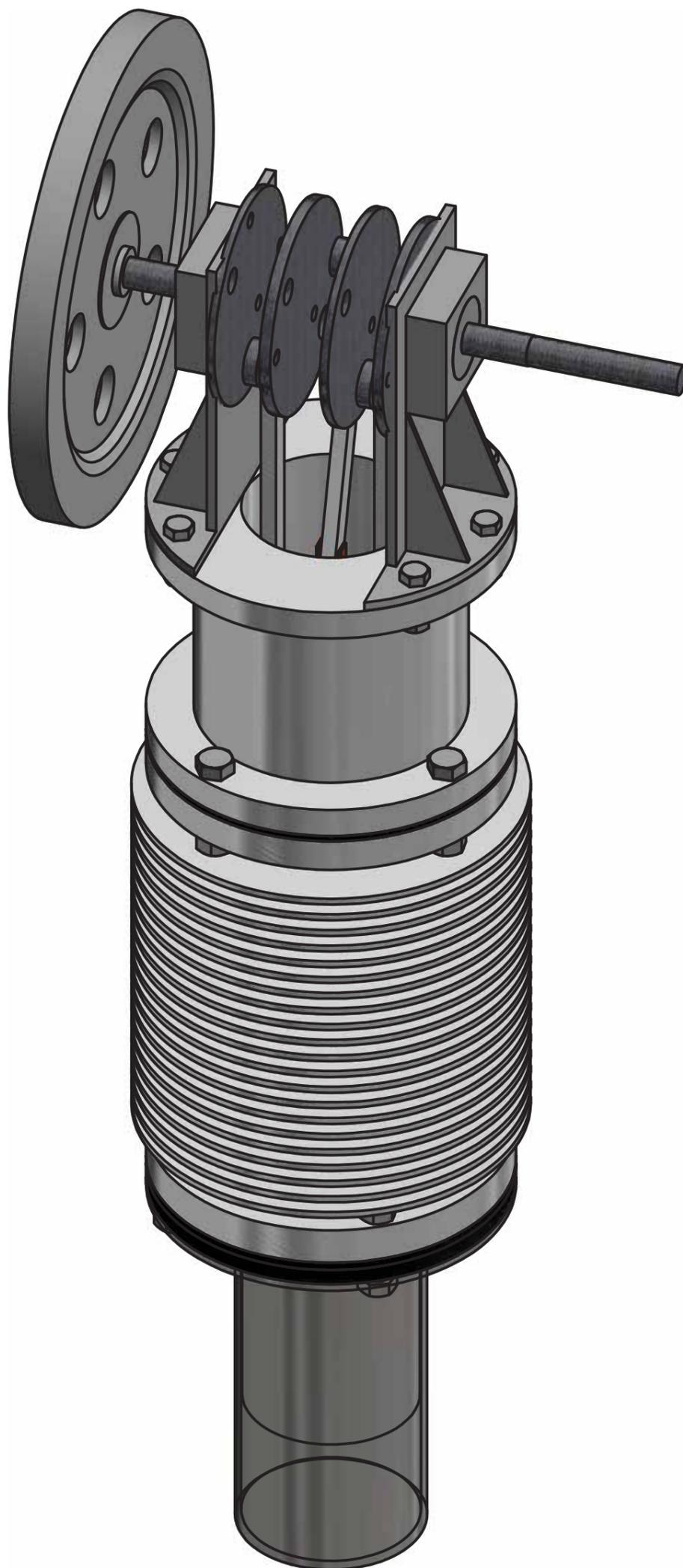


UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO
BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

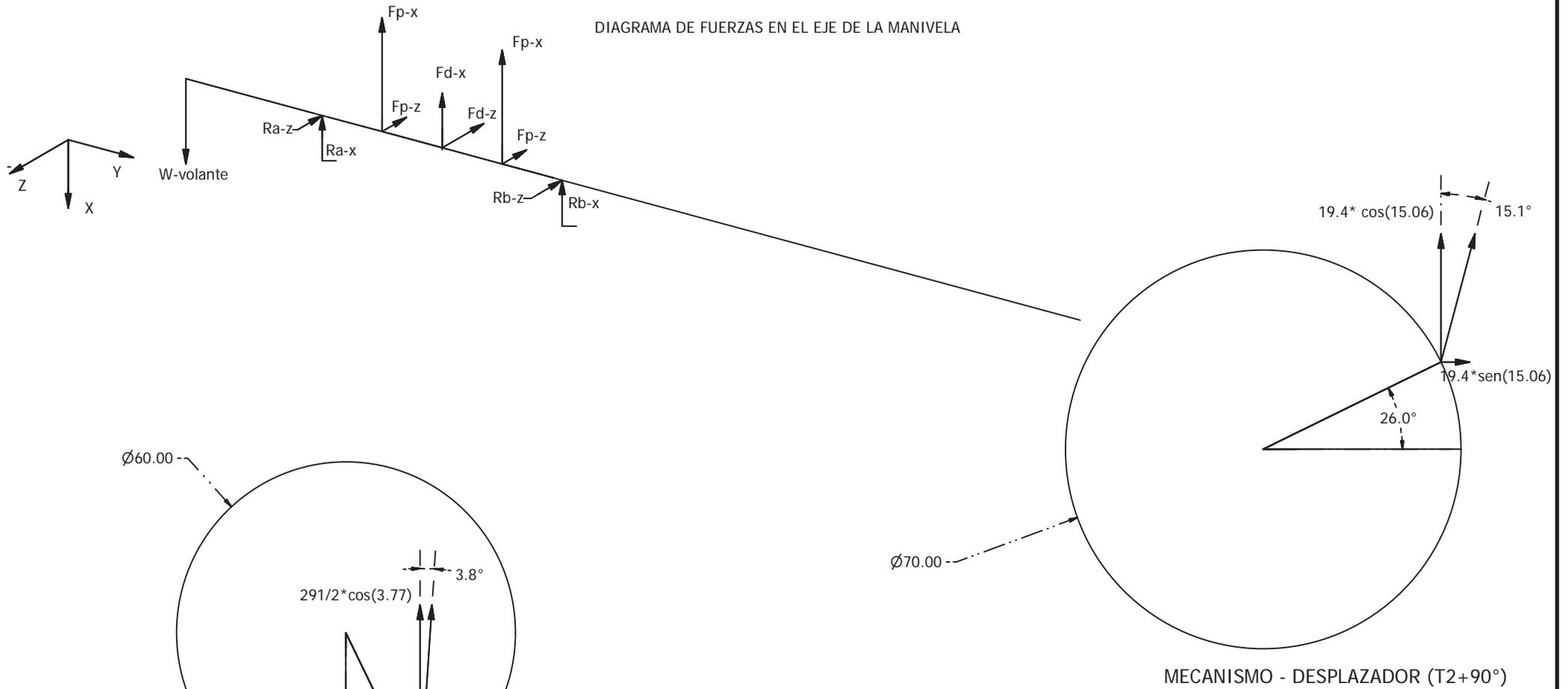
COMPONENTE: MODULO DE REFERENCIA ($t_2 = 360^\circ$)	FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus	ESCALA: INDICADA	FECHA: 26/09/2018	LAMINA: MO-15
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor			



ISOMETRICO
ESCALA: 1:2

UNSAAC		ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
		OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS		
COMPONENTE: MODULO DE REFERENCIA		FORMATO: A3	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus		ESCALA: INDICADA	FECHA: 26/09/2018	LAMINA: MO-16
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Amhor				

DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL EJE DE LA MANIVELA



UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

DESIGNACION: FUERZAS - MANIVELA		FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus	ESCALA: INDICADA	FECHA: 19/10/2018	LAMINA: MO-17	165
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				

B.

ITERACION DEL RECORRIDO DEL MECANISMO DEL MODULO DE REFERENCIA

La iteración cada 2° que se muestra a continuación es:

Del ángulo de recorrido de la manivela del mecanismo del pistón de potencia	t2 (°)
Del ángulo de recorrido de la biela del mecanismo del pistón de potencia	t3 (°)
Del ángulo de recorrido de la biela del mecanismo del desplazador	t31 (°)
Del espaciamiento entre el pistón de potencia y el desplazador	Esp (mm)
Del Volumen de fluido entre el pistón de potencia y el desplazador	Volu (cm ³)
El torque teórico	Tt (N-m)

t2	t3	t31	dP(mm)	dD(mm)	Dif(mm)	Volu(cm3)	Tt(N-m)
180.0000	180.0000	196.8100	226.0000	309.8296	83.8296	290.3233	3.6789(MO-13)
182.0000	180.2999	196.8029	226.0183	311.0554	85.0371	294.5053	3.5439
184.0000	180.5995	196.7713	226.0649	312.2947	86.2298	298.6360	3.4509
186.0000	180.8984	196.7186	226.1425	313.5438	87.4013	302.6931	3.3773
188.0000	181.1962	196.6450	226.2511	314.8010	88.5499	306.6711	3.3143
190.0000	181.4925	196.5506	226.3906	316.0647	89.6741	310.5644	3.2576
192.0000	181.7871	196.4354	226.5609	317.3330	90.7721	314.3669	3.2053
194.0000	182.0796	196.2998	226.7620	318.6042	91.8421	318.0729	3.1560
196.0000	182.3696	196.1438	226.9937	319.8763	92.8826	321.6763	3.1091
198.0000	182.6567	195.9678	227.2558	321.1475	93.8917	325.1710	3.0644
200.0000	182.9407	195.7720	227.5483	322.4158	94.8675	328.5506	3.0214
202.0000	183.2212	195.5567	227.8709	323.6793	95.8084	331.8091	2.9803
204.0000	183.4978	195.3222	228.2234	324.9358	96.7124	334.9400	2.9409
206.0000	183.7702	195.0688	228.6056	326.1835	97.5779	337.9372	2.9032
208.0000	184.0381	194.7970	229.0172	327.4201	98.4028	340.7943	2.8674
210.0000	184.3012	194.5071	229.4581	328.6436	99.1855	343.5050	2.8335
212.0000	184.5591	194.1995	229.9278	329.8520	99.9242	346.0633	2.8016
214.0000	184.8115	193.8748	230.4260	331.0431	100.6171	348.4629	2.7718
216.0000	185.0582	193.5332	230.9525	332.2149	101.2625	350.6979	2.7441
218.0000	185.2987	193.1754	231.5068	333.3654	101.8586	352.7624	2.7188
220.0000	185.5329	192.8018	232.0885	334.4923	102.4038	354.6507	2.6958
222.0000	185.7604	192.4128	232.6973	335.5938	102.8965	356.3571	2.6753
224.0000	185.9810	192.0092	233.3326	336.6678	103.3352	357.8764	2.6574
226.0000	186.1943	191.5913	233.9940	337.7124	103.7184	359.2034	2.6420
228.0000	186.4001	191.1597	234.6809	338.7255	104.0446	360.3332	2.6294
230.0000	186.5982	190.7150	235.3928	339.7054	104.3125	361.2611	2.6195
232.0000	186.7883	190.2578	236.1292	340.6501	104.5210	361.9829	2.6123
234.0000	186.9701	189.7887	236.8894	341.5580	104.6687	362.4945	2.6080
236.0000	187.1435	189.3081	237.6727	342.4273	104.7546	362.7921	2.6065
238.0000	187.3082	188.8169	238.4785	343.2563	104.7778	362.8723	2.6078(MO-12)
240.0000	187.4640	188.3154	239.3061	344.0434	104.7373	362.7323	2.6119
242.0000	187.6107	187.8044	240.1547	344.7872	104.6325	362.3692	2.6188
244.0000	187.7481	187.2845	241.0235	345.4861	104.4626	361.7809	2.6285

246.0000	187.8761	186.7563	241.9117	346.1389	104.2272	360.9655	2.6409
248.0000	187.9945	186.2203	242.8185	346.7443	103.9258	359.9217	2.6561
250.0000	188.1030	185.6774	243.7430	347.3011	103.5581	358.6484	2.6738
252.0000	188.2017	185.1280	244.6842	347.8082	103.1240	357.1450	2.6942
254.0000	188.2903	184.5728	245.6411	348.2647	102.6235	355.4116	2.7171
256.0000	188.3688	184.0125	246.6129	348.6695	102.0567	353.4484	2.7423
258.0000	188.4370	183.4476	247.5983	349.0220	101.4237	351.2563	2.7700
260.0000	188.4949	182.8789	248.5965	349.3215	100.7250	348.8367	2.7999
262.0000	188.5423	182.3070	249.6062	349.5673	99.9612	346.1912	2.8319
264.0000	188.5793	181.7325	250.6263	349.7590	99.1328	343.3223	2.8661
266.0000	188.6058	181.1561	251.6556	349.8962	98.2406	340.2325	2.9022
268.0000	188.6216	180.5784	252.6930	349.9787	97.2857	336.9253	2.9402
270.0000	188.6269	180.0000	253.7372	350.0062	96.2690	333.4042	2.9799(MO-14)
272.0000	188.6216	179.4216	254.7870	349.9787	95.1917	329.6734	3.0214
274.0000	188.6058	178.8439	255.8410	349.8963	94.0553	325.7376	3.0644
276.0000	188.5793	178.2674	256.8979	349.7591	92.8611	321.6020	3.1089
278.0000	188.5423	177.6929	257.9565	349.5674	91.6109	317.2720	3.1548
280.0000	188.4949	177.1210	259.0153	349.3216	90.3062	312.7537	3.2021
282.0000	188.4370	176.5523	260.0730	349.0221	88.9491	308.0537	3.2505
284.0000	188.3688	175.9875	261.1281	348.6696	87.5415	303.1786	3.3001
286.0000	188.2903	175.4272	262.1793	348.2648	86.0854	298.1359	3.3508
288.0000	188.2017	174.8720	263.2251	347.8083	84.5832	292.9333	3.4025
290.0000	188.1030	174.3226	264.2641	347.3012	83.0371	287.5788	3.4552
292.0000	187.9945	173.7796	265.2949	346.7445	81.4496	282.0809	3.5088
294.0000	187.8761	173.2437	266.3159	346.1391	79.8232	276.4483	3.5633
296.0000	187.7481	172.7155	267.3257	345.4863	78.1606	270.6902	3.6187
298.0000	187.6107	172.1956	268.3229	344.7873	76.4644	264.8160	3.6749
300.0000	187.4640	171.6846	269.3060	344.0436	74.7376	258.8355	3.7320
302.0000	187.3082	171.1831	270.2736	343.2564	72.9829	252.7585	3.7899
304.0000	187.1435	170.6918	271.2242	342.4275	71.2033	246.5953	3.8486
306.0000	186.9701	170.2113	272.1564	341.5582	69.4018	240.3564	3.9083
308.0000	186.7883	169.7422	273.0688	340.6504	67.5816	234.0523	3.9689
310.0000	186.5982	169.2850	273.9600	339.7056	65.7456	227.6939	4.0305
312.0000	186.4001	168.8403	274.8286	338.7257	63.8971	221.2920	4.0931

314.0000	186.1943	168.4087	275.6734	337.7126	62.0392	214.8577	4.1568
316.0000	185.9810	167.9908	276.4929	336.6680	60.1751	208.4020	4.2217
318.0000	185.7604	167.5872	277.2859	335.5940	58.3082	201.9361	4.2878
320.0000	185.5329	167.1983	278.0511	334.4925	56.4414	195.4712	4.3552
322.0000	185.2987	166.8246	278.7873	333.3656	54.5782	189.0185	4.4241
324.0000	185.0582	166.4668	279.4934	332.2152	52.7217	182.5890	4.4945
326.0000	184.8115	166.1253	280.1682	331.0433	50.8752	176.1938	4.5665
328.0000	184.5591	165.8005	280.8106	329.8522	49.0416	169.8438	4.6401
330.0000	184.3012	165.4929	281.4195	328.6438	47.2243	163.5499	4.7156
332.0000	184.0381	165.2030	281.9940	327.4203	45.4262	157.3228	4.7929
334.0000	183.7702	164.9312	282.5332	326.1836	43.6505	151.1728	4.8721
336.0000	183.4978	164.6778	283.0361	324.9360	41.9000	145.1103	4.9535
338.0000	183.2212	164.4433	283.5019	323.6794	40.1776	139.1453	5.0370
340.0000	182.9407	164.2280	283.9298	322.4160	38.4862	133.2875	5.1230
342.0000	182.6567	164.0322	284.3192	321.1477	36.8285	127.5465	5.2116
344.0000	182.3696	163.8562	284.6693	319.8764	35.2071	121.9312	5.3032
346.0000	182.0796	163.7002	284.9797	318.6043	33.6246	116.4505	5.3983
348.0000	181.7871	163.5646	285.2497	317.3331	32.0833	111.1128	5.4980
350.0000	181.4925	163.4494	285.4790	316.0647	30.5857	105.9262	5.6035
352.0000	181.1962	163.3550	285.6671	314.8011	29.1339	100.8983	5.7175
354.0000	180.8984	163.2814	285.8138	313.5438	27.7300	96.0363	5.8444
356.0000	180.5995	163.2287	285.9187	312.2947	26.3760	91.3469	5.9931
358.0000	180.2999	163.1971	285.9817	311.0554	25.0737	86.8366	6.1824
360.0000	180.0000	163.1866	286.0027	309.8275	23.8247	82.5111	6.4616(MO-15)
362.0000	179.7001	163.1971	285.9817	308.6124	22.6307	78.3759	6.7513
364.0000	179.4005	163.2287	285.9187	307.4117	21.4930	74.4359	6.9605
366.0000	179.1016	163.2814	285.8138	306.2268	20.4130	70.6954	7.1304
368.0000	178.8038	163.3550	285.6672	305.0589	19.3917	67.1585	7.2766
370.0000	178.5075	163.4494	285.4791	303.9093	18.4302	63.8286	7.4062
372.0000	178.2129	163.5646	285.2498	302.7792	17.5294	60.7087	7.5229
374.0000	177.9204	163.7002	284.9798	301.6696	16.6899	57.8013	7.6283
376.0000	177.6304	163.8562	284.6694	300.5817	15.9123	55.1084	7.7236
378.0000	177.3433	164.0322	284.3192	299.5163	15.1971	52.6314	7.8094
380.0000	177.0593	164.2280	283.9299	298.4744	14.5446	50.3716	7.8859

382.0000	176.7788	164.4433	283.5019	297.4568	13.9549	48.3294	7.9534
384.0000	176.5022	164.6778	283.0361	296.4643	13.4281	46.5051	8.0120
386.0000	176.2298	164.9312	282.5332	295.4975	12.9642	44.8985	8.0617(t ₃ ,t ₃₁)
388.0000	175.9619	165.2030	281.9941	294.5571	12.5630	43.5088	8.1028
390.0000	175.6988	165.4929	281.4196	293.6436	12.2240	42.3349	8.1353
392.0000	175.4409	165.8005	280.8106	292.7576	11.9470	41.3755	8.1594
394.0000	175.1885	166.1252	280.1683	291.8996	11.7314	40.6287	8.1755
396.0000	174.9418	166.4668	279.4935	291.0700	11.5765	40.0923	8.1836
398.0000	174.7013	166.8246	278.7874	290.2691	11.4816	39.7638	8.1842
400.0000	174.4671	167.1982	278.0512	289.4972	11.4460	39.6404	8.1774(Esp.)
402.0000	174.2396	167.5872	277.2860	288.7547	11.4687	39.7190	8.1638
404.0000	174.0190	167.9908	276.4930	288.0417	11.5487	39.9963	8.1436
406.0000	173.8057	168.4087	275.6735	287.3586	11.6851	40.4685	8.1172
408.0000	173.5999	168.8403	274.8287	286.7054	11.8766	41.1318	8.0851
410.0000	173.4018	169.2850	273.9601	286.0823	12.1222	41.9822	8.0476
412.0000	173.2117	169.7422	273.0689	285.4894	12.4205	43.0154	8.0051
414.0000	173.0299	170.2113	272.1565	284.9268	12.7704	44.2270	7.9581
416.0000	172.8565	170.6919	271.2243	284.3946	13.1704	45.6124	7.9069
418.0000	172.6918	171.1831	270.2736	283.8929	13.6192	47.1670	7.8519
420.0000	172.5360	171.6846	269.3061	283.4216	14.1155	48.8858	7.7935
422.0000	172.3893	172.1956	268.3230	282.9808	14.6579	50.7640	7.7321
424.0000	172.2519	172.7155	267.3258	282.5705	15.2448	52.7966	7.6680
426.0000	172.1239	173.2437	266.3159	282.1907	15.8748	54.9785	7.6016
428.0000	172.0055	173.7797	265.2949	281.8414	16.5465	57.3048	7.5331
430.0000	171.8970	174.3226	264.2642	281.5226	17.2584	59.7704	7.4629
432.0000	171.7983	174.8720	263.2252	281.2343	18.0091	62.3700	7.3911
434.0000	171.7097	175.4272	262.1794	280.9763	18.7969	65.0987	7.3182
436.0000	171.6312	175.9875	261.1282	280.7488	19.6206	67.9513	7.2443
438.0000	171.5630	176.5524	260.0730	280.5517	20.4787	70.9229	7.1696
440.0000	171.5051	177.1211	259.0154	280.3850	21.3696	74.0084	7.0944
442.0000	171.4577	177.6930	257.9565	280.2486	22.2920	77.2030	7.0188
444.0000	171.4207	178.2675	256.8980	280.1425	23.2445	80.5018	6.9430
446.0000	171.3942	178.8439	255.8410	280.0667	24.2258	83.9000	6.8672
448.0000	171.3784	179.4216	254.7870	280.0213	25.2343	87.3930	6.7915

450.0000	171.3731	180.0000	253.7372	280.0062	26.2690	90.9762	6.7161
452.0000	171.3784	180.5784	252.6930	280.0213	27.3283	94.6450	6.6410
454.0000	171.3942	181.1561	251.6556	280.0668	28.4112	98.3953	6.5664
456.0000	171.4207	181.7326	250.6262	280.1425	29.5163	102.2226	6.4923
458.0000	171.4577	182.3071	249.6061	280.2486	30.6425	106.1228	6.4189
460.0000	171.5051	182.8790	248.5964	280.3850	31.7886	110.0921	6.3461
462.0000	171.5630	183.4477	247.5983	280.5518	32.9535	114.1264	6.2741
464.0000	171.6312	184.0125	246.6128	280.7489	34.1361	118.2220	6.2030
466.0000	171.7097	184.5728	245.6411	280.9764	35.3353	122.3754	6.1326
468.0000	171.7983	185.1280	244.6841	281.2344	36.5503	126.5829	6.0632
470.0000	171.8970	185.6774	243.7429	281.5228	37.7798	130.8412	5.9946
472.0000	172.0055	186.2204	242.8185	281.8416	39.0231	135.1471	5.9270
474.0000	172.1239	186.7563	241.9117	282.1909	40.2792	139.4973	5.8603
476.0000	172.2519	187.2845	241.0234	282.5707	41.5473	143.8889	5.7944
478.0000	172.3893	187.8044	240.1546	282.9810	42.8264	148.3189	5.7295
480.0000	172.5360	188.3154	239.3060	283.4218	44.1158	152.7844	5.6654
482.0000	172.6918	188.8169	238.4784	283.8931	45.4147	157.2827	5.6022
484.0000	172.8565	189.3082	237.6726	284.3948	46.7222	161.8111	5.5398
486.0000	173.0299	189.7887	236.8893	284.9270	48.0378	166.3671	5.4782
488.0000	173.2117	190.2578	236.1291	285.4896	49.3605	170.9481	5.4173
490.0000	173.4018	190.7150	235.3927	286.0825	50.6897	175.5516	5.3570
492.0000	173.5999	191.1597	234.6808	286.7056	52.0248	180.1752	5.2974
494.0000	173.8057	191.5913	233.9939	287.3588	53.3649	184.8164	5.2383
496.0000	174.0190	192.0092	233.3325	288.0419	54.7094	189.4729	5.1797
498.0000	174.2396	192.4128	232.6972	288.7549	56.0577	194.1422	5.1216
500.0000	174.4671	192.8017	232.0884	289.4974	57.4090	198.8220	5.0637
502.0000	174.7013	193.1754	231.5067	290.2693	58.7626	203.5099	5.0061
504.0000	174.9418	193.5332	230.9524	291.0702	60.1178	208.2034	4.9486
506.0000	175.1885	193.8747	230.4259	291.8998	61.4739	212.8999	4.8912
508.0000	175.4409	194.1995	229.9277	292.7578	62.8302	217.5970	4.8338
510.0000	175.6988	194.5071	229.4580	293.6438	64.1858	222.2920	4.7762
512.0000	175.9619	194.7970	229.0172	294.5573	65.5401	226.9822	4.7184
514.0000	176.2298	195.0688	228.6055	295.4977	66.8921	231.6647	4.6602
516.0000	176.5022	195.3222	228.2233	296.4644	68.2411	236.3365	4.6016

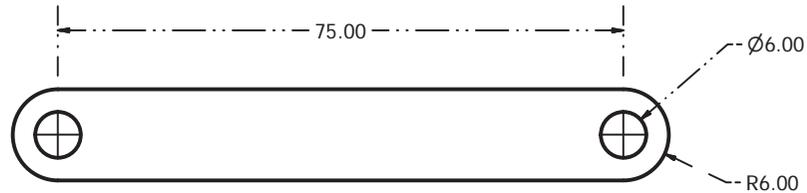
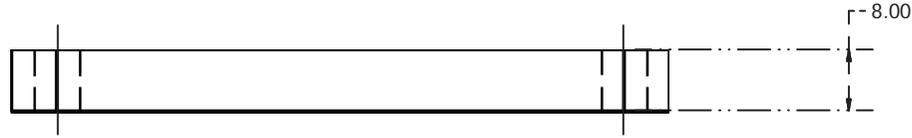
518.0000	176.7788	195.5567	227.8708	297.4570	69.5862	240.9948	4.5423
520.0000	177.0593	195.7720	227.5482	298.4746	70.9263	245.6361	4.4823
522.0000	177.3433	195.9678	227.2558	299.5165	72.2607	250.2573	4.4213
524.0000	177.6304	196.1438	226.9936	300.5818	73.5882	254.8547	4.3591
526.0000	177.9204	196.2998	226.7620	301.6697	74.9078	259.4249	4.2954
528.0000	178.2129	196.4354	226.5609	302.7793	76.2184	263.9638	4.2296
530.0000	178.5075	196.5506	226.3906	303.9094	77.5188	268.4676	4.1612
532.0000	178.8038	196.6450	226.2510	305.0590	78.8079	272.9320	4.0890
534.0000	179.1016	196.7186	226.1425	306.2268	80.0844	277.3527	4.0110
536.0000	179.4005	196.7713	226.0649	307.4118	81.3469	281.7253	3.9238
538.0000	179.7001	196.8029	226.0183	308.6124	82.5942	286.0448	3.8197
540.0000	180.0000	196.8134	226.0027	309.8275	83.8247	290.3065	3.6791

C.

PLANOS DEL MODULO REDISEÑADO

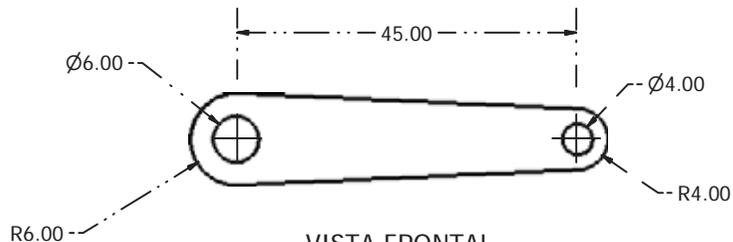
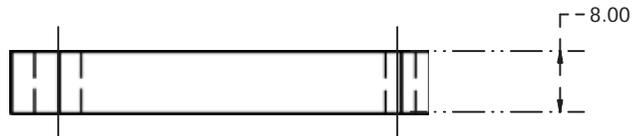
El sistema de proyección ortogonal, es del sistema americano ASA: El plano de proyección se coloca delante del objeto en el sentido de la proyección.

VISTA SUPERIOR
ESCALA: 1 : 1

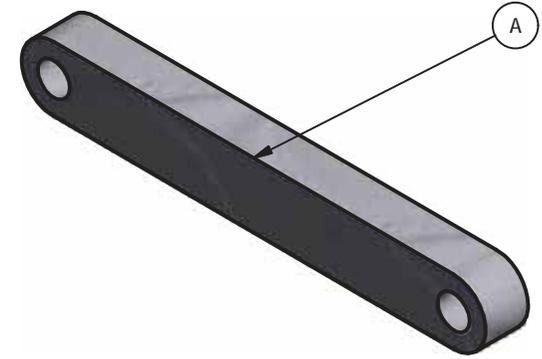


VISTA FRONTAL
ESCALA: 1 : 1

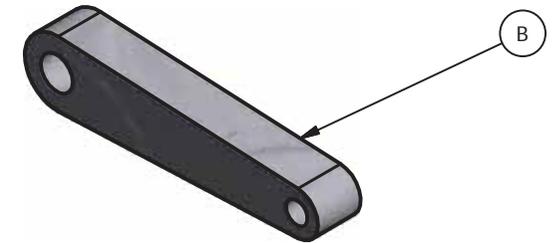
VISTA SUPERIOR
ESCALA: 1 : 1



VISTA FRONTAL
ESCALA: 1 : 1



BIELA DEL PISTON DE POTENCIA



BIELA DEL DESPLAZADOR

PIEZA	CANT.	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES
B	01	BIELA DEL DESPLAZADOR	ALUMINIO	Platina de Aluminio
A	02	BIELA DEL PISTON DE POTENCIA	ALUMINIO	Platina de Aluminio

UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

COMPONENTE:

BIELAS

FORMATO:

A4

PROYECCION:



ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus

ESCALA:

INDICADA

FECHA:

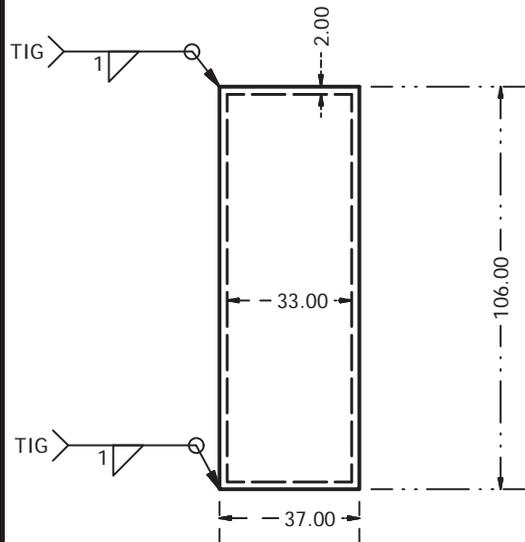
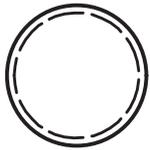
23/05/2019

LAMINA:

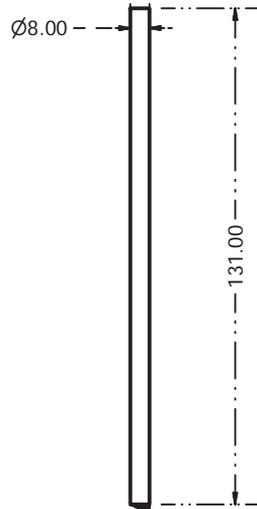
MR-01

ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor

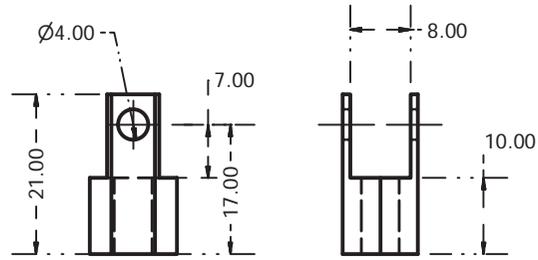
VISTA SUPERIOR
ESCALA: 1 : 2



VISTA FRONTAL
ESCALA: 1 : 2

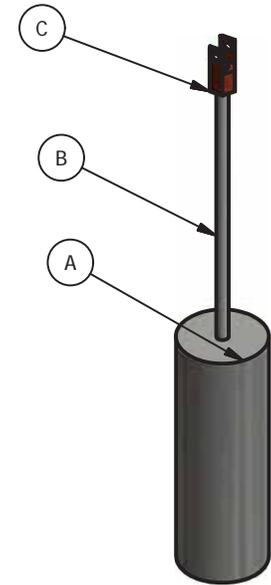


VASTAGO
ESCALA: 1:2



ADAPTADOR
ESCALA: 1:1

Unido al tubo desplazador con soldadura Tig



CONJUNTO DESPLAZADOR

PIEZA	CANT.	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES
C	01	ADAPTADOR	BRONCE/ACERO	—
B	01	VASTAGO DEL DESPLAZADOR	ACERO INOX.	SUPERF. CROMADA
A	01	DESPLAZADOR	ACERO INOX.	AISI 3104

UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

COMPONENTE:

CONJUNTO - DESPLAZADOR

FORMATO:

A4

PROYECCION:



ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus

ESCALA:

INDICADA

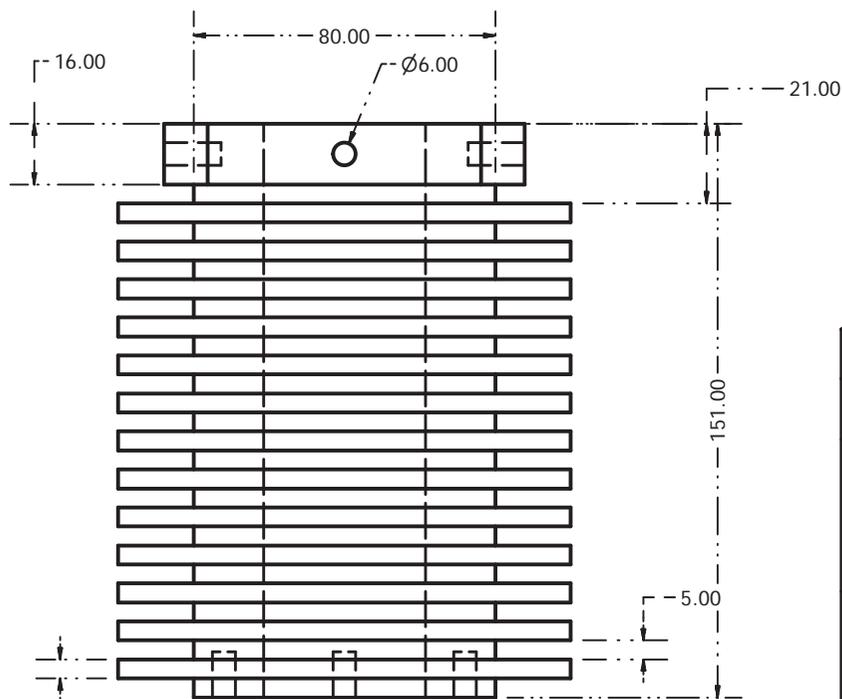
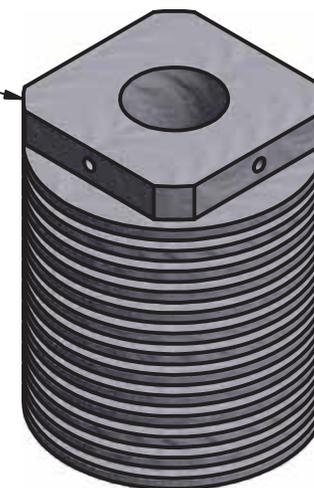
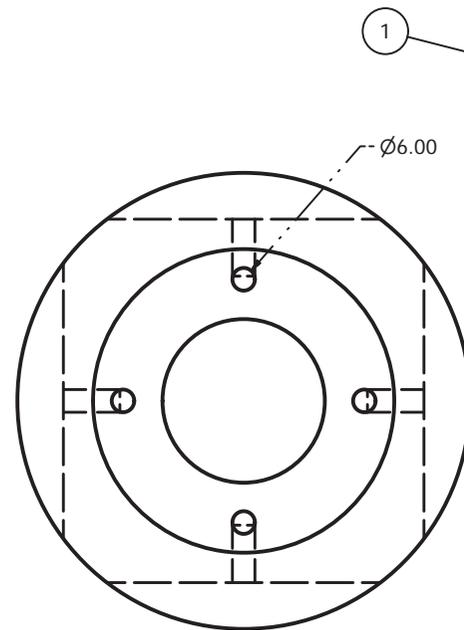
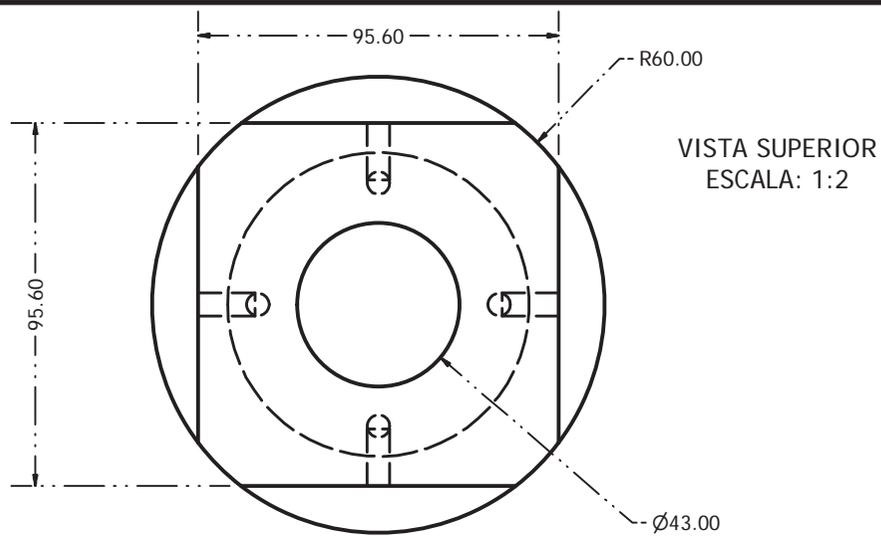
FECHA:

23/05/2019

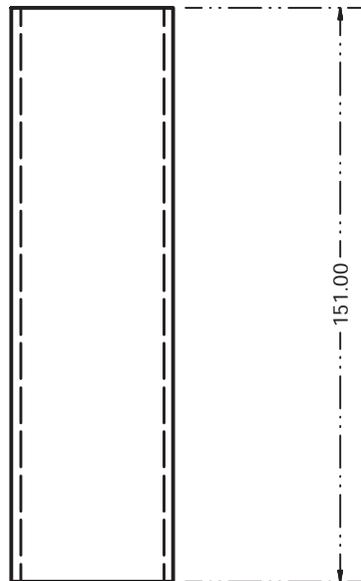
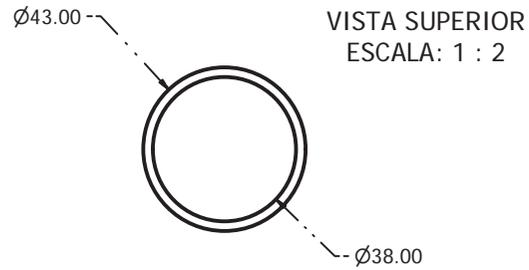
LAMINA:

MR-02

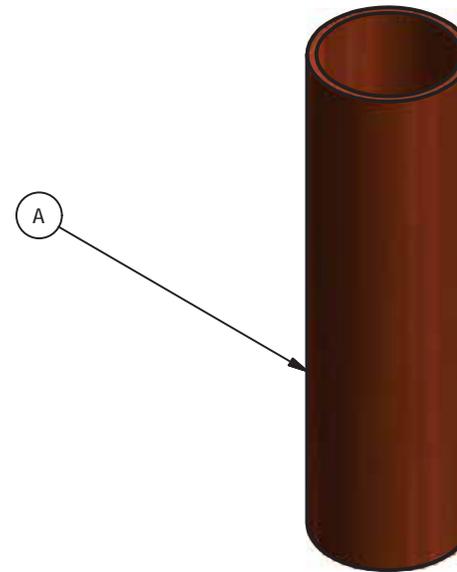
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor



PIEZA	CANT.	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES
A	01	ZONA FRIA	ALUMINIO	TORNEADO
UNSAAC ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS				
COMPONENTE: ZONA FRIA			FORMATO: A4	PROYECCION:
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus			ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor			LAMINA: MR-03	176

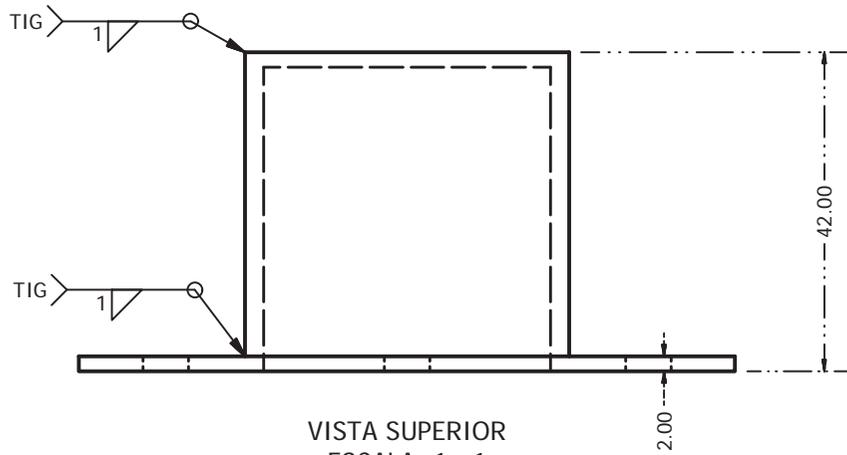


VISTA FRONTAL
ESCALA: 1 : 2

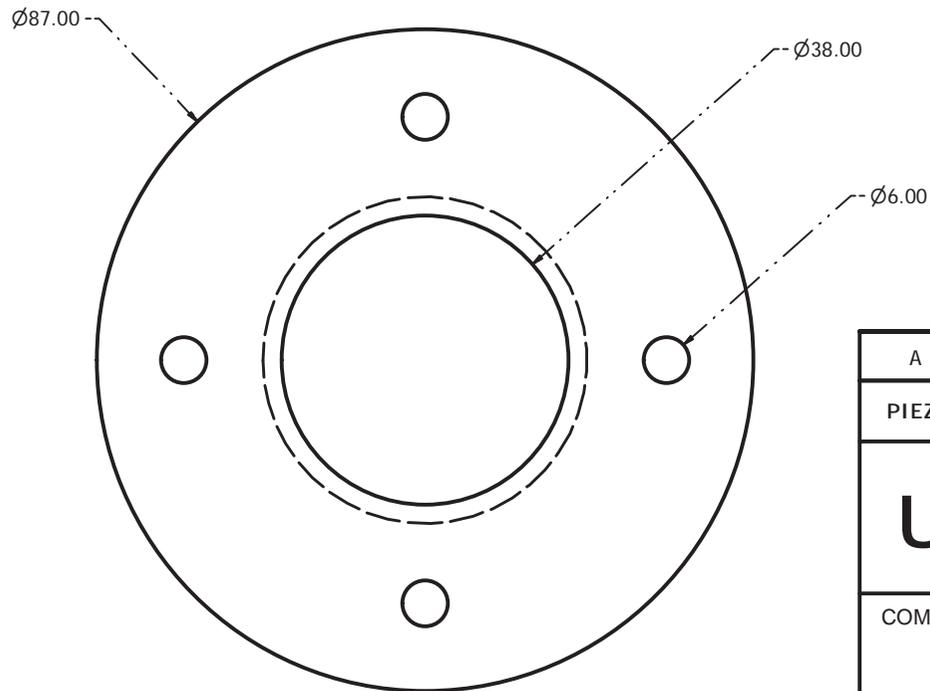


TUBO INTERIOR

PIEZA	CANT.	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES
A	01	TUBO INTERIOR	COBRE	INT. RECTIFICADO
UNSAAC ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS				
COMPONENTE: TUBO INTERIOR			FORMATO: A4	PROYECCION:
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus			ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				LAMINA: MR-04



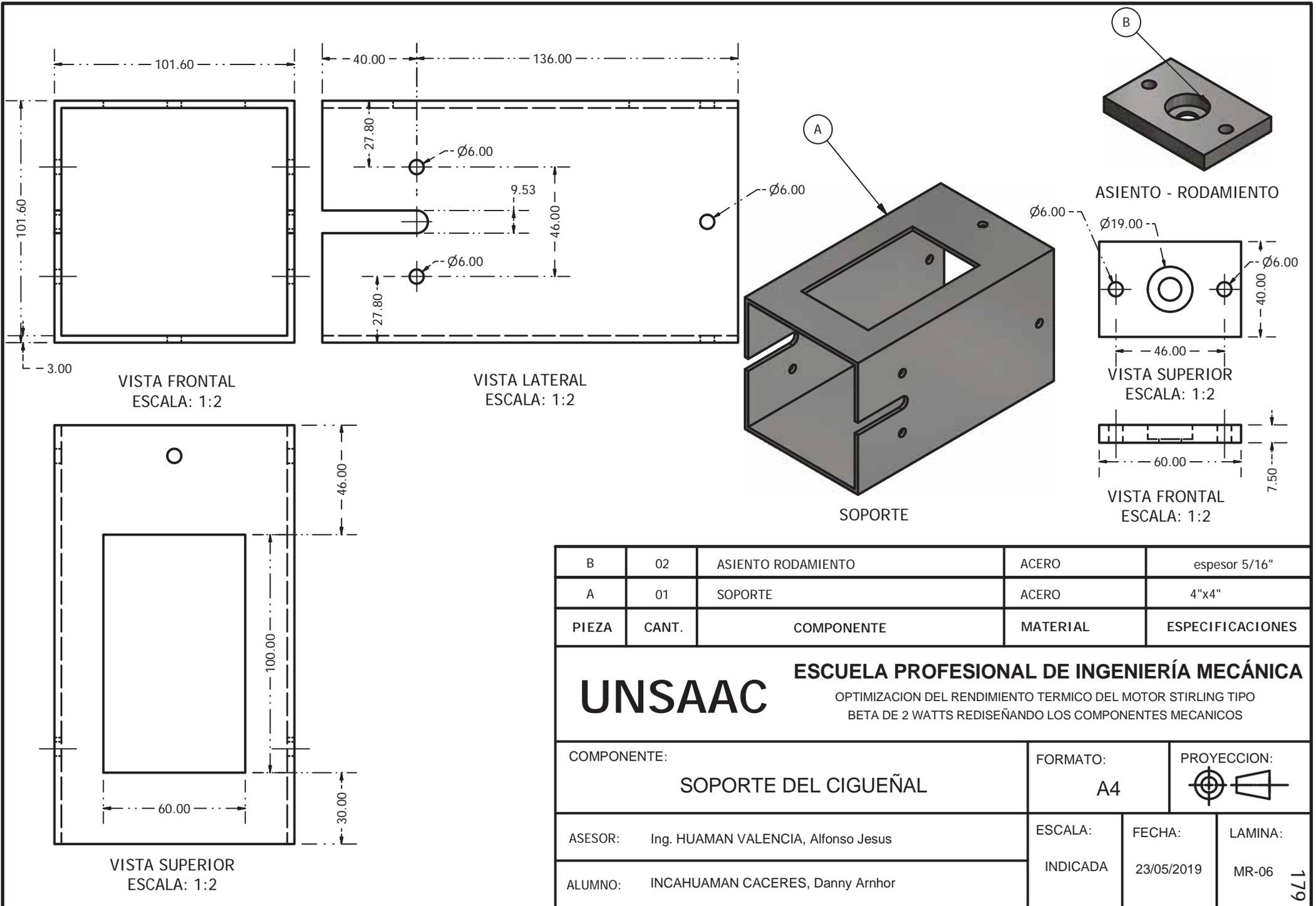
VISTA SUPERIOR
ESCALA: 1 : 1



VISTA FRONTAL
ESCLA: 1 : 1



PIEZA	CANT.	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES
A	01	TUBO CALENTADOR	ACERO INOX.	----
UNSAAC ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS				
COMPONENTE: CALENTADOR			FORMATO: A4	PROYECCION:
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus			ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor			LAMINA: MR-05	178



VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:2

VISTA LATERAL
ESCALA: 1:2

ASIENTO - RODAMIENTO

VISTA SUPERIOR
ESCALA: 1:2

VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:2

SOPORTE

VISTA SUPERIOR
ESCALA: 1:2

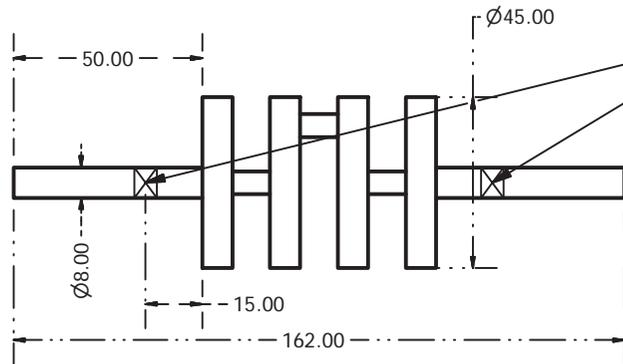
B	02	ASIENTO RODAMIENTO	ACERO	espesor 5/16"
A	01	SOPORTE	ACERO	4"x4"
PIEZA	CANT.	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES

UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

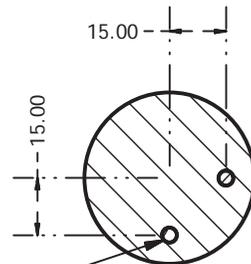
OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

COMPONENTE: SOPORTE DEL CIGUEÑAL		FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus	ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019	LAMINA: MR-06	
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				179



VISTA SUPERIOR
ESCALA: 1:2

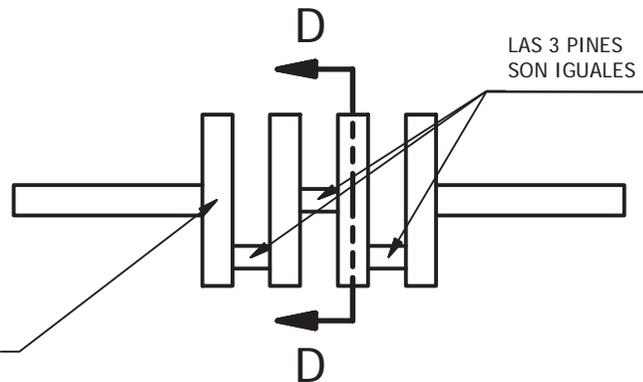
Eje de acero, espacio
tornado a presión
de rodamiento



SECCIÓN D-D
ESCALA: 1:2

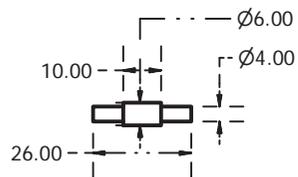
Pines fijados con loctite

LAS 3 PINES
SON IGUALES

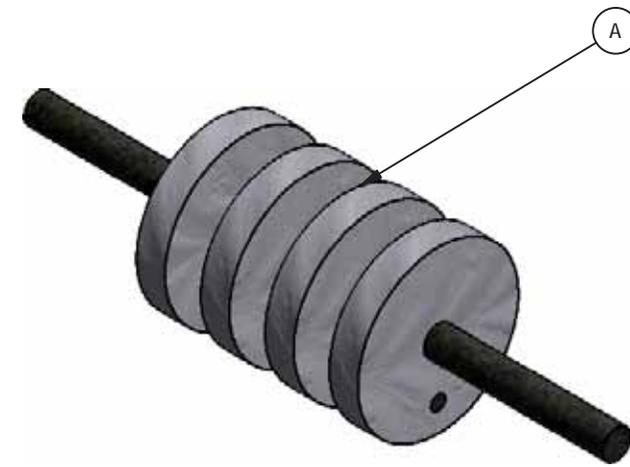


VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:2

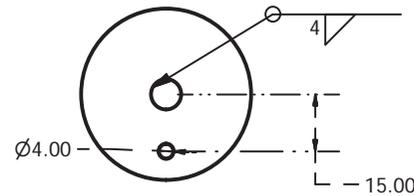
LAS 4 PLANCHAS
DE ALUMINIO SON
DE 5/16" ~ 8 mm



PIN
ESCALA: 1:2

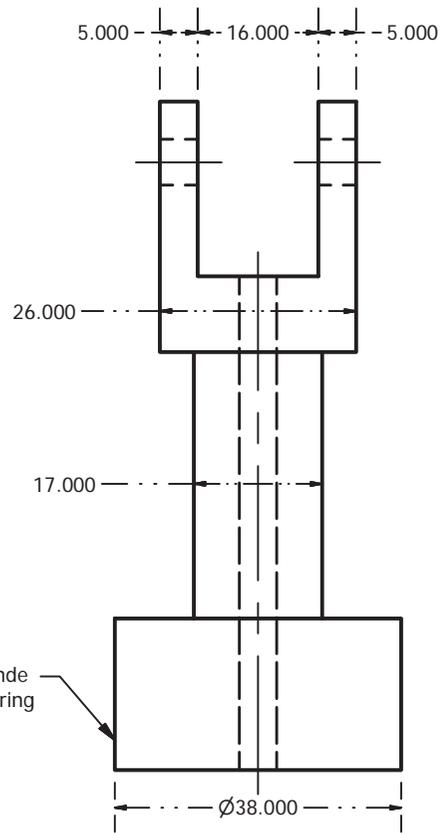


CIGUEÑAL

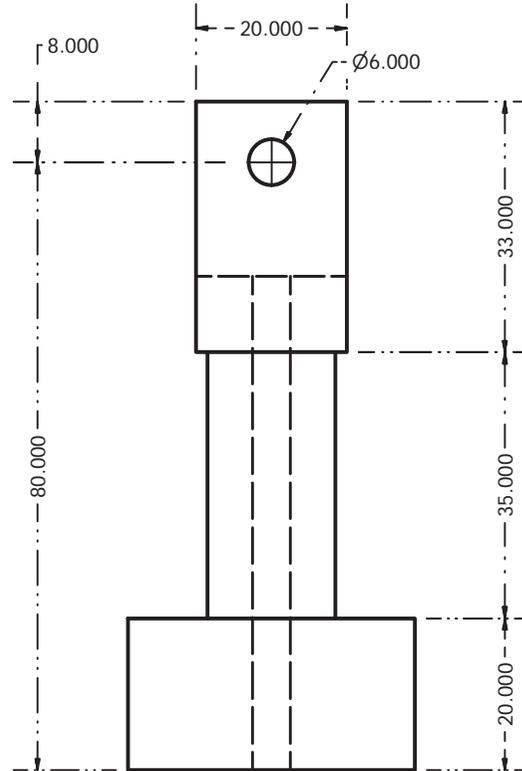


VISTA LATERAL
ESCALA: 1:2

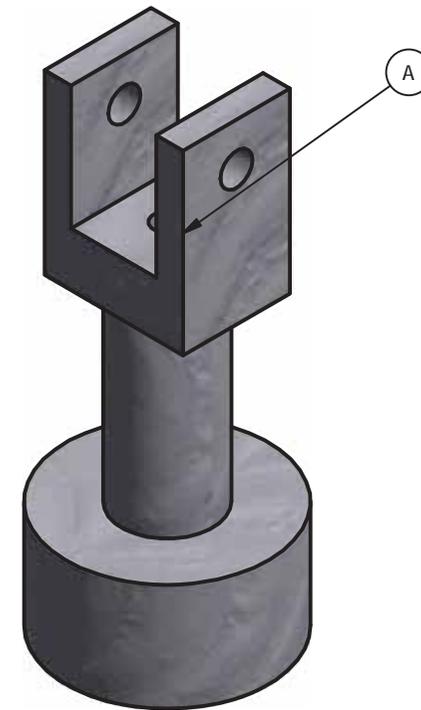
PIEZA	CANT.	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES
A	01	MANIVELA	----	---
UNSAAC ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECÁNICOS				
COMPONENTE: MANIVELA			FORMATO: A4	PROYECCIÓN:
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus			ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor			LAMINA: MR-07	180



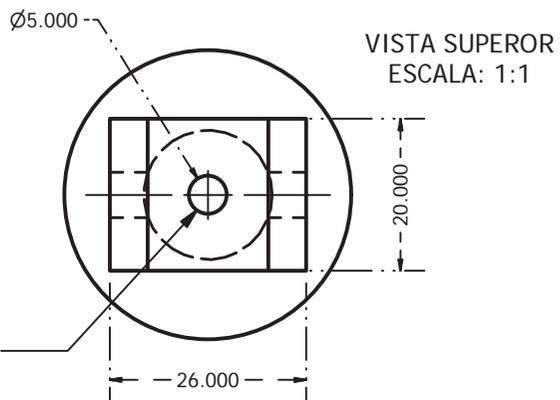
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:1



VISTA LATERAL
ESCLA: 1:1



PISTON DE POTENCIA



VISTA SUPEROR
ESCALA: 1:1

A	01	PISTON DE POTENCIA	ALUMINIO	----
PIEZA	CANT.	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES

UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

COMPONENTE:

PISTON DE POTENCIA

FORMATO:

A4

PROYECCION:



ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus

ESCALA:

INDICADA

FECHA:

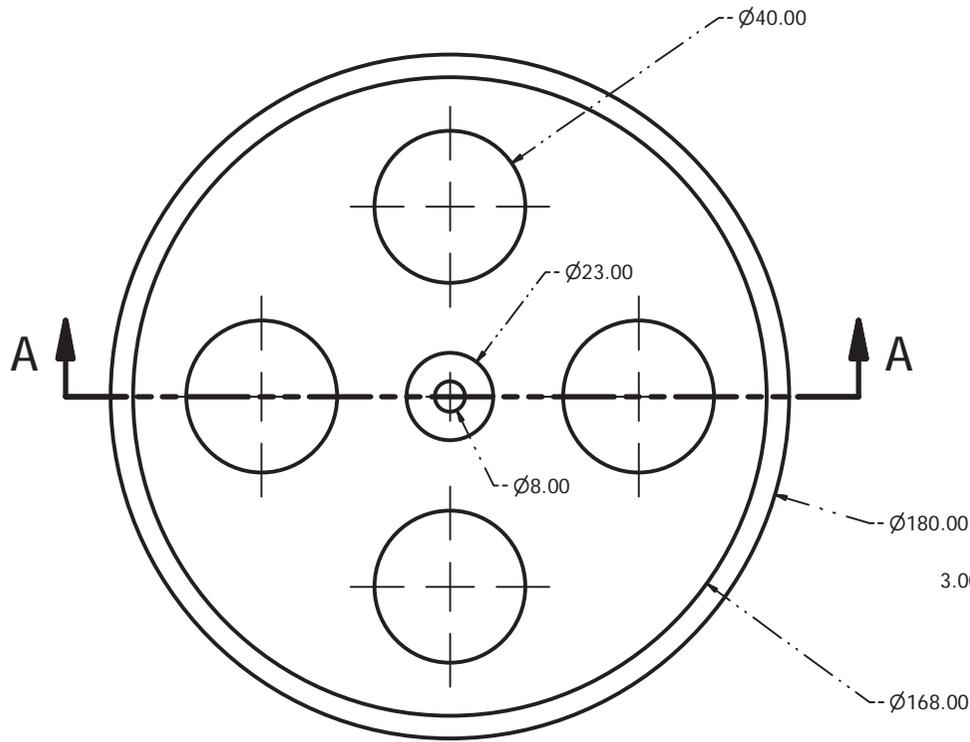
23/05/2019

LAMINA:

MR-08

ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor

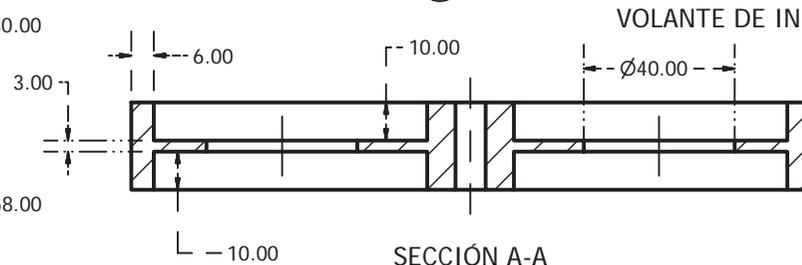
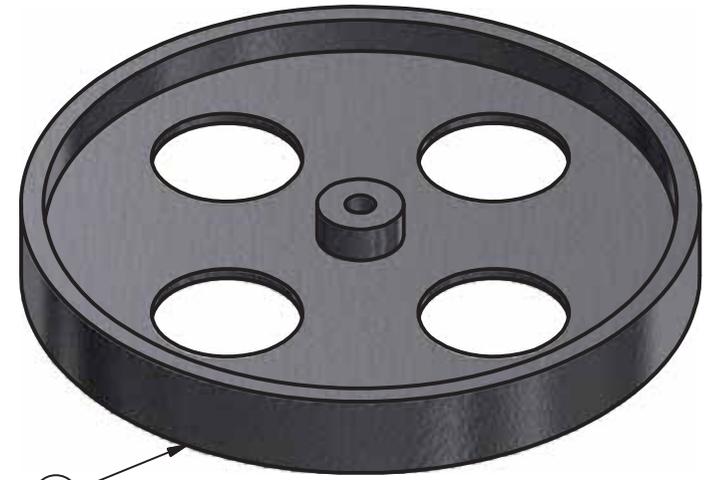
181



VISTA SUPERIOR
ESCALA: 1:2



VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:2



SECCIÓN A-A
ESCALA: 1:2

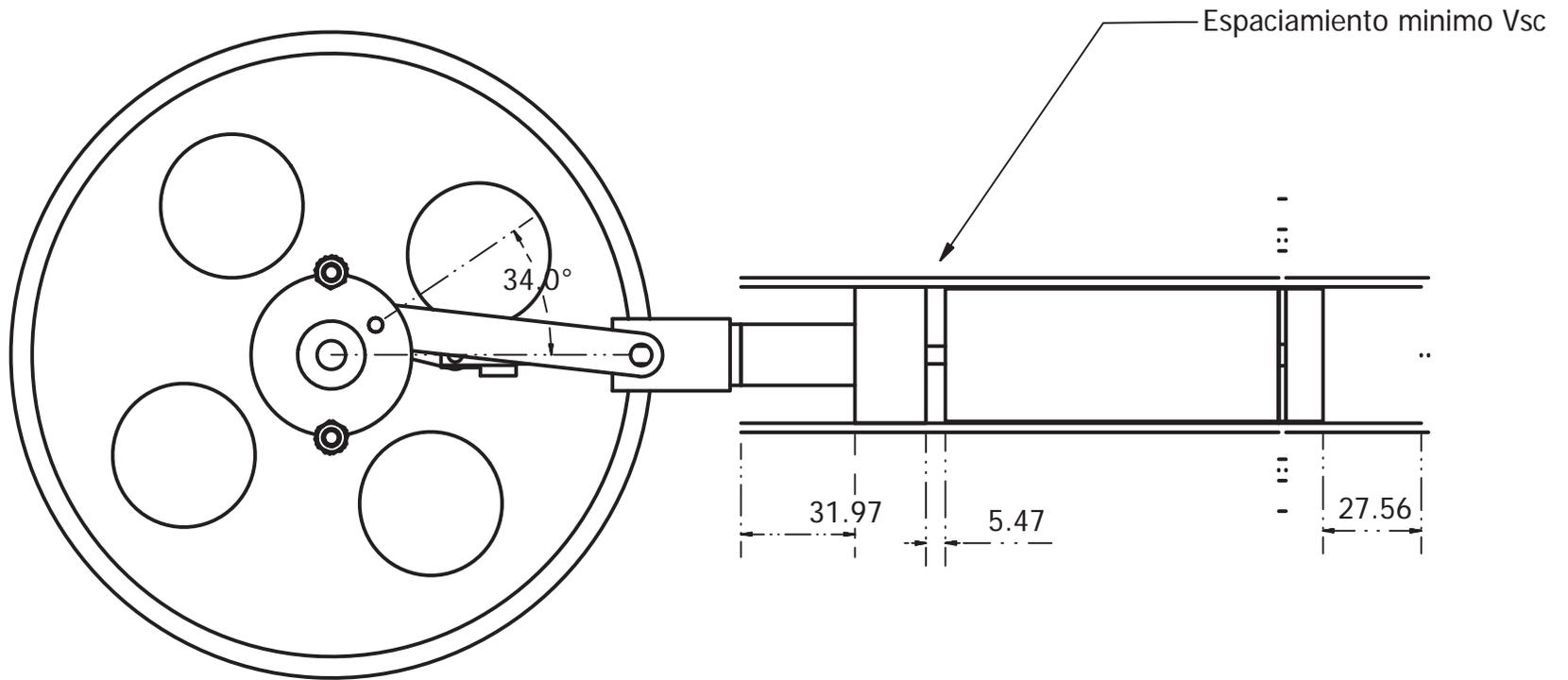
A	01	VOLANTE DE INERCIA	ACERO	SUJ. CON PRISIONERO
PIEZA	CANT.	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES

UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

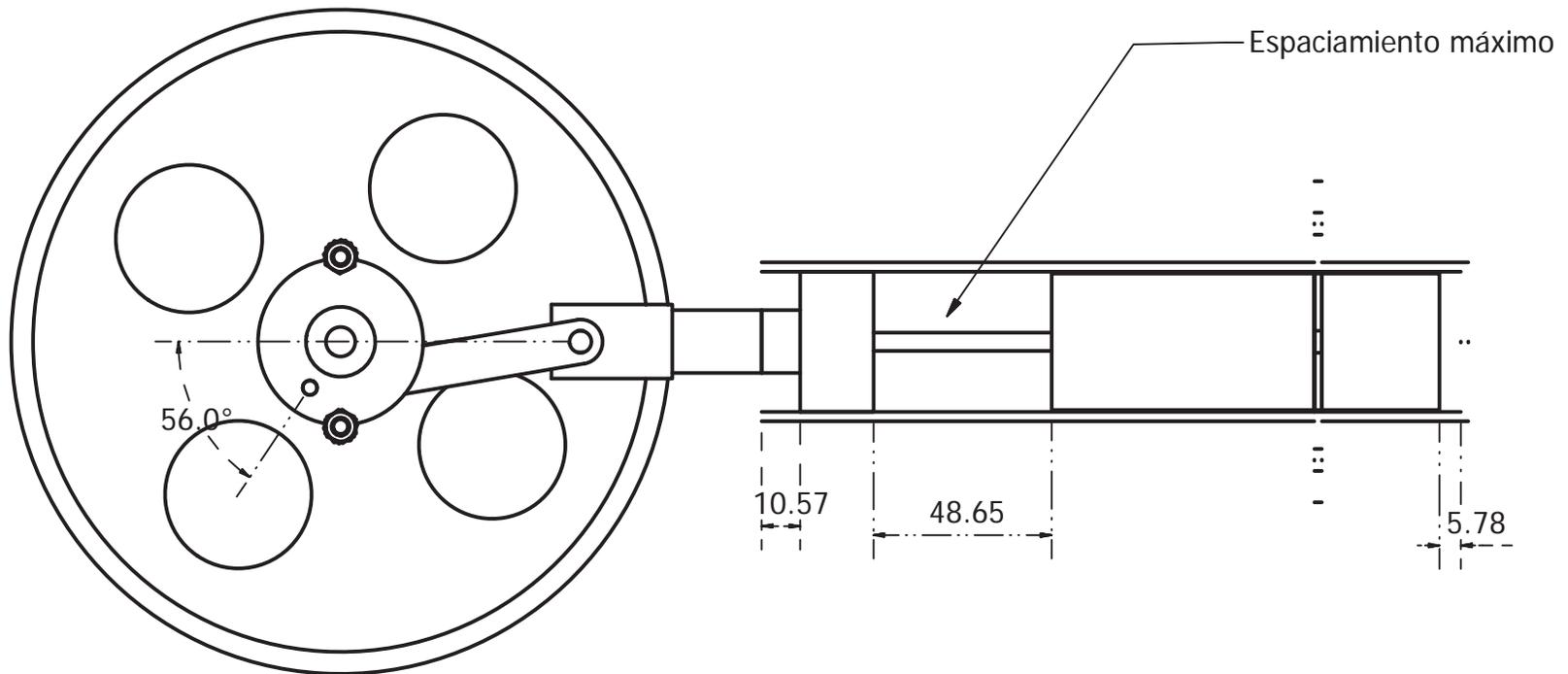
OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

COMPONENTE: VOLANTE DE INERCIA		FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus	ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019	LAMINA: MR-09	
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				182



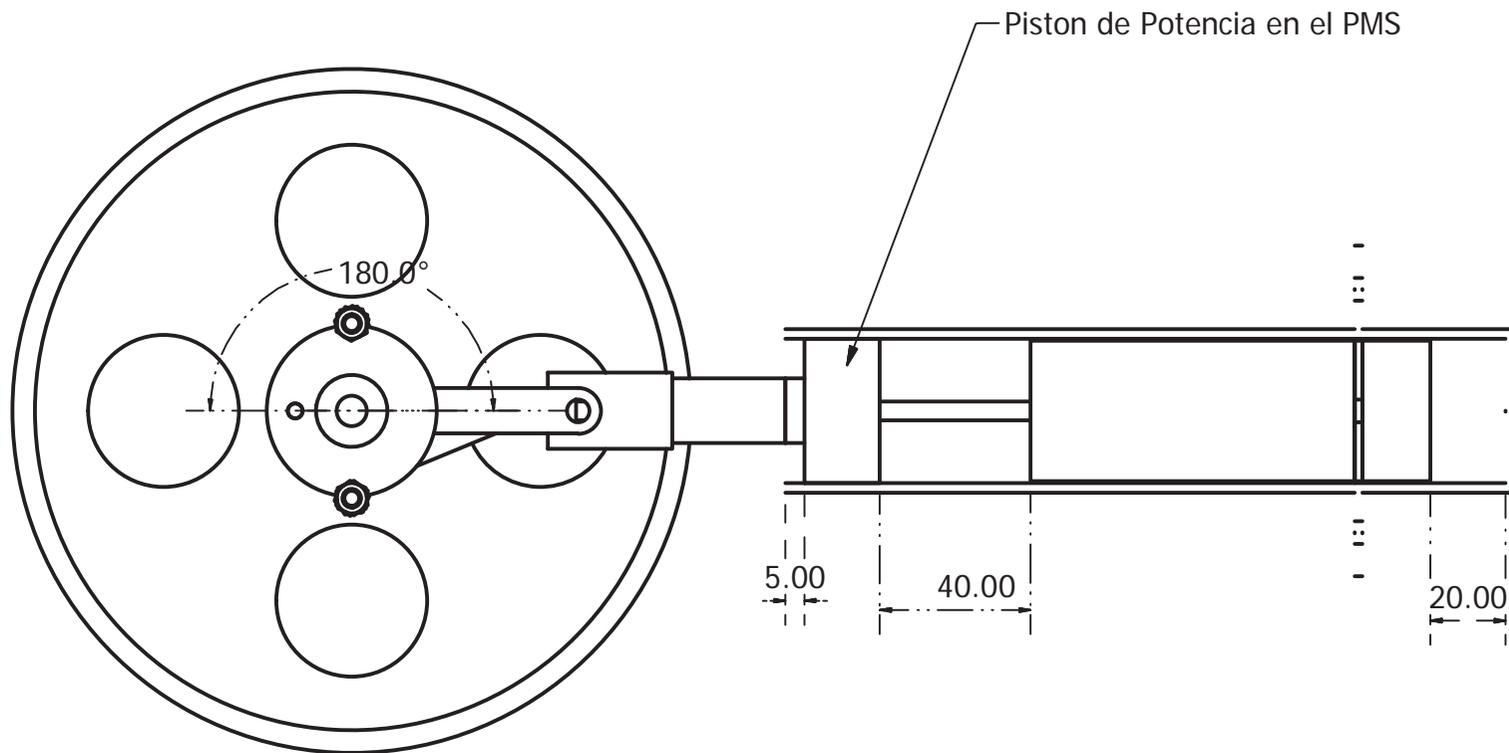
VISTA DE POSICIONES $t_2=360+34=394$
 ESCALA: 1:2

<h1>UNSAAC</h1>		ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS		
		EMSAMBLAJE: MODULO REDISEÑADO ($t_2=394^\circ$)	FORMATO: A4	PROYECCION:
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus	ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019	LAMINA: MR-10	
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				183



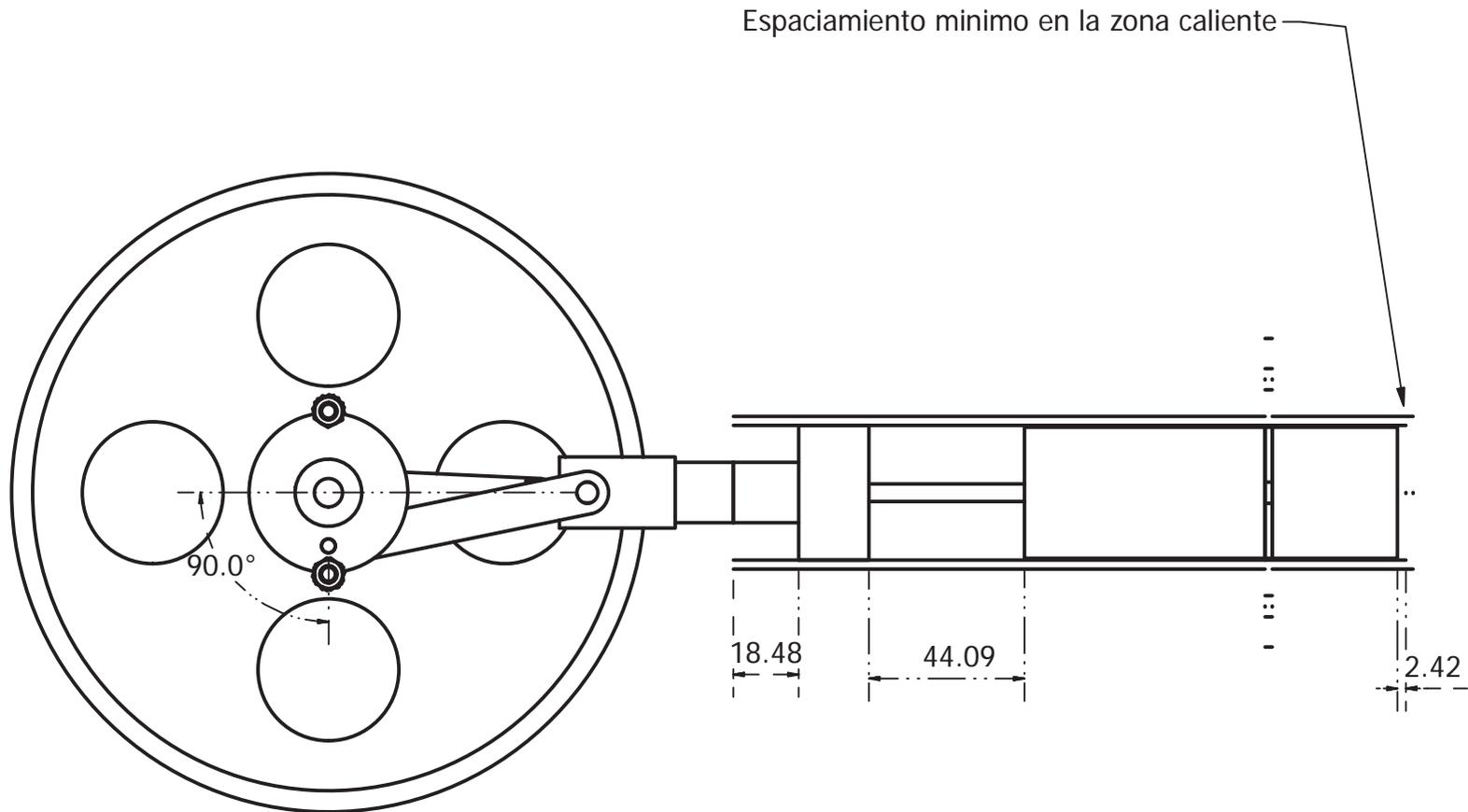
VISTA DE POSICIONES $t_2=180+56=236^\circ$
 ESCALA: 1:2

<h1>UNSAAC</h1>		<h2>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA</h2>		
		<p>OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS</p>		
EMSAMBLAJE: MODULO REDISEÑADO ($t_2=236^\circ$)		FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus		ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019	LAMINA: MR-11
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				184



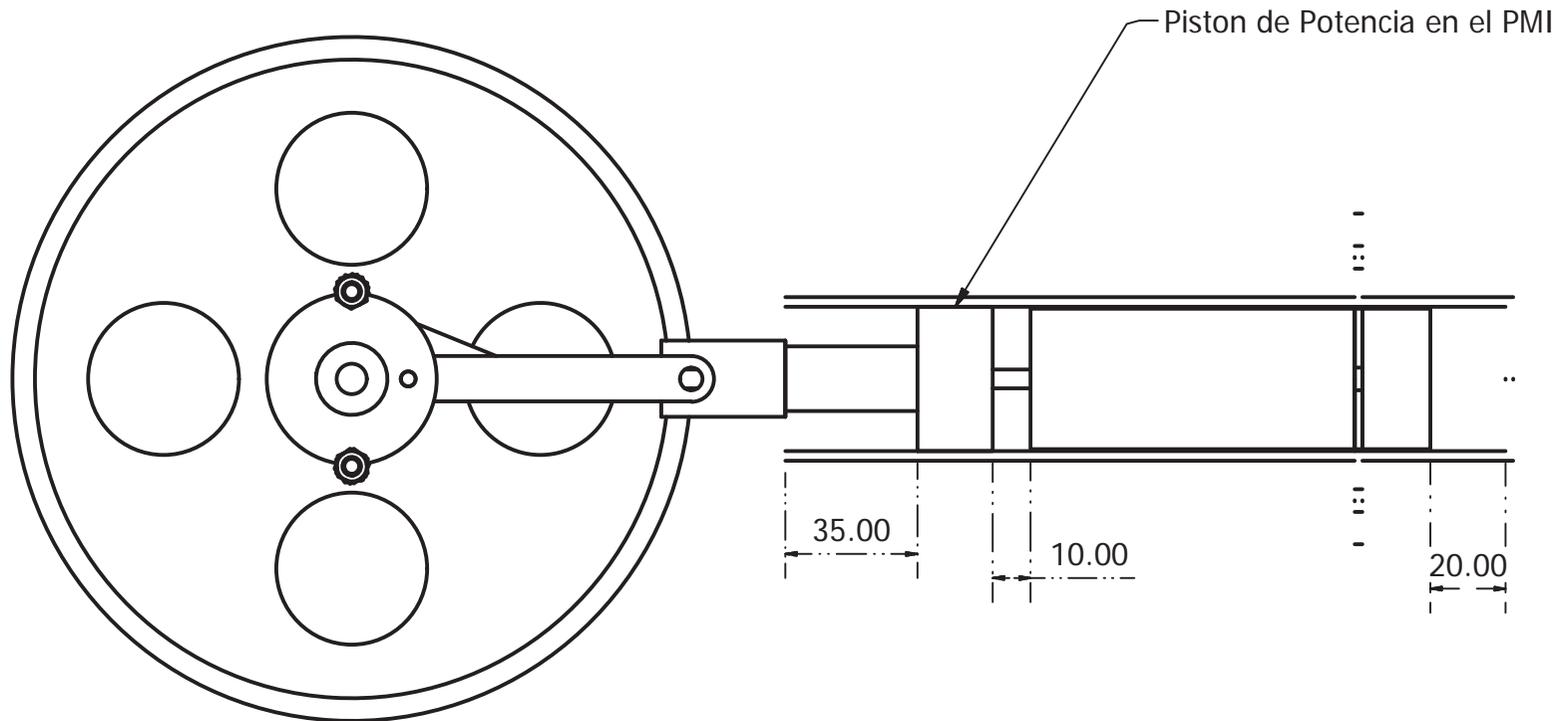
VISTA DE POSICIONES $t_2=180^\circ$
 ESCALA: 1:2

<h1>UNSAAC</h1>		<h2>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA</h2>		
		<p>OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS</p>		
EMSAMBLAJE: MODULO REDISEÑADO ($t_2=180^\circ$)		FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus		ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019	LAMINA: MR-12
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				185



VISTA DE POSICIONES $t_2=180+90=270^\circ$
 ESCALA: 1:2

<h1>UNSAAC</h1>		<h2>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA</h2>		
		<p>OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS</p>		
EMSAMBLAJE: MODULO REDISEÑADO ($t_2=270^\circ$)		FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus		ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019	LAMINA: MR-13
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				186



VISTA DE POSICIONES $t_2=360^\circ$
 ESCALA: 1:2

UNSAAC		ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
		OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS		
EMSAMBLAJE: MODULO REDISEÑADO ($t_2=360^\circ$)		FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus		ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019	LAMINA: MR-14
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				187



ISOMETRICO
ESCALA: 1:2

UNSAAC

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO
BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

EMSAMBLAJE:

MODULO REDISEÑADO

FORMATO:
A4

PROYECCION:


ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus

ESCALA:

FECHA:

LAMINA:

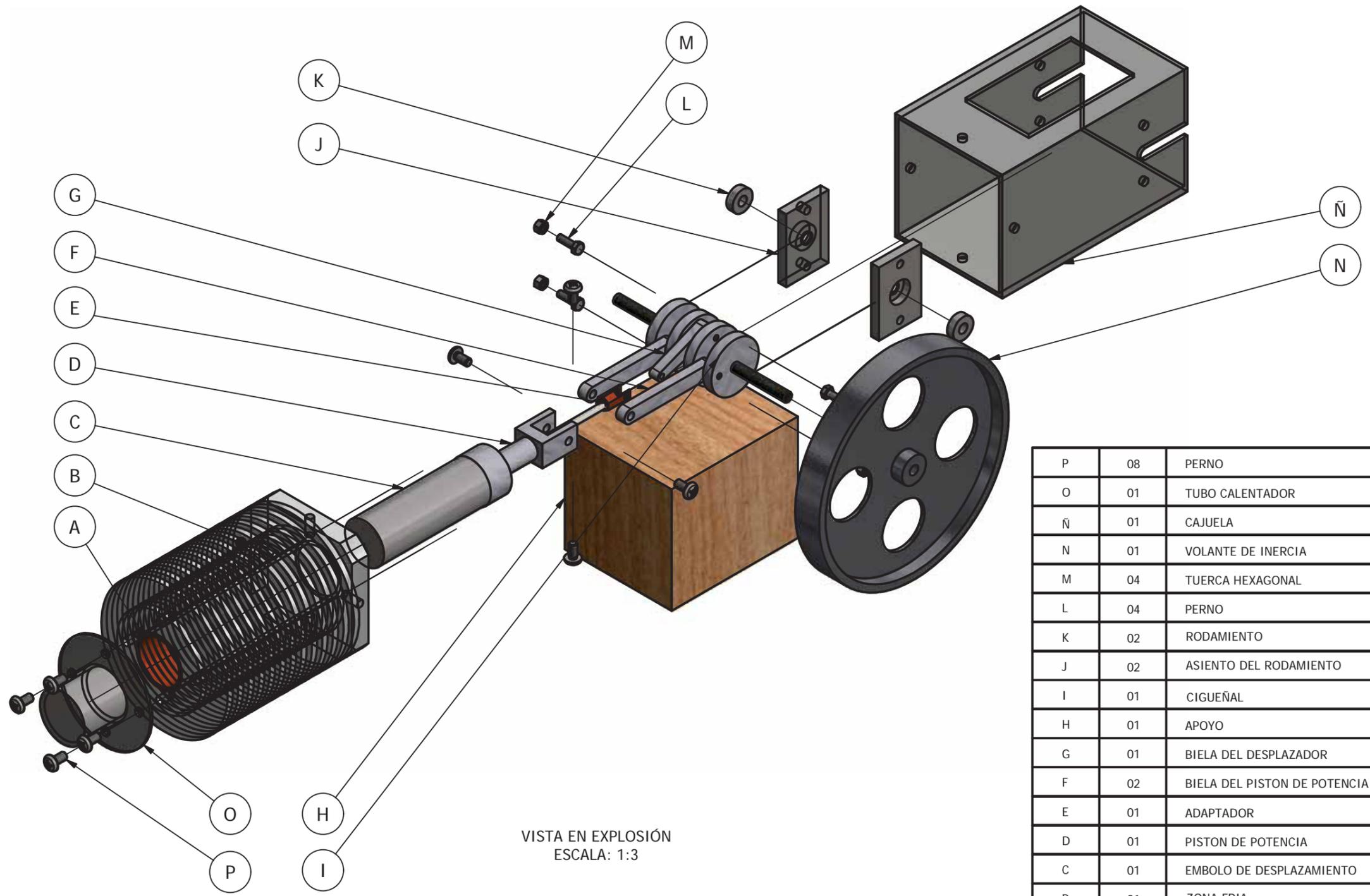
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor

INDICADA

23/05/2019

MR-15

188



VISTA EN EXPLOSIÓN
ESCALA: 1:3

P	08	PERNO	ACERO	M5x12
O	01	TUBO CALENTADOR	ACERO INOX.	---
Ñ	01	CAJUELA	ACERO	4"x4"
N	01	VOLANTE DE INERCIA	ACERO	ASTM 36
M	04	TUERCA HEXAGONAL	ACERO	M5
L	04	PERNO	ACERO	M5x16
K	02	RODAMIENTO	ACERO	NSK 698
J	02	ASIENTO DEL RODAMIENTO	ACERO	---
I	01	CIGUEÑAL	INDICADO	---
H	01	APOYO	MADERA	4"x6"-8"
G	01	BIELA DEL DESPLAZADOR	ALUMINIO	PLatina de aluminio
F	02	BIELA DEL PISTON DE POTENCIA	ALUMINIO	PLatina de aluminio
E	01	ADAPTADOR	BRONCE/ACERO	---
D	01	PISTON DE POTENCIA	ALUMINIO	Acabado fino
C	01	EMBOLO DE DESPLAZAMIENTO	ACERO INOX.	AISI 3104
B	01	ZONA FRIA	ALUMINIO	---
A	01	TUBO INTERIOR	COBRE	Int. rectificado
PIEZA	CANT.	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES

UNSAAC ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS

EMSAMBLAJE: VISTA EN EXPLOSION		FORMATO: A3	PROYECCION: 	
ASESOR:	Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus	ESCALA:	FECHA:	LAMINA:
ALUMNO:	INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor	INDICADA	23/05/2019	MR-16

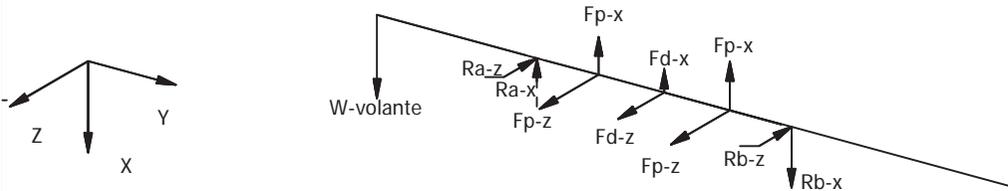
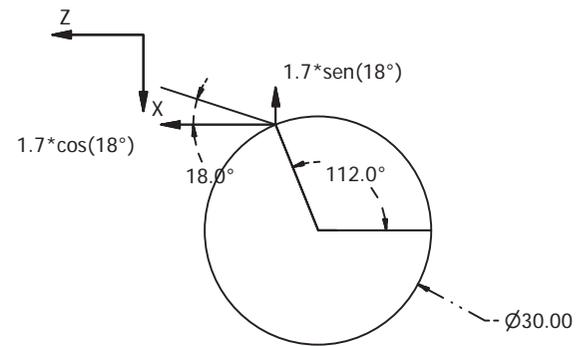
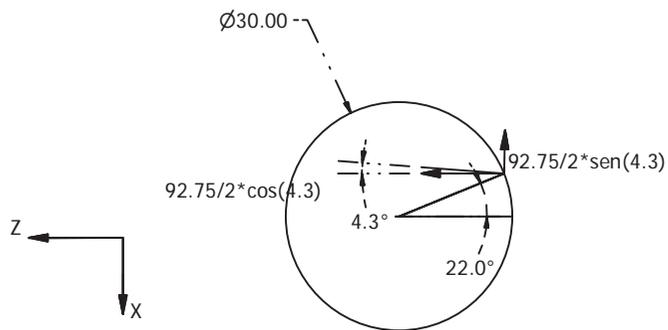


DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL EJE DE LA MANIVELA
MECANISMO - POSICION HORIZONTAL



MECANISMO - DESPLAZADOR ($t_2 + 90^\circ$)



MECANISMO PISTON DE POTENCIA ($t_2 = 360 + 22 = 382^\circ$)
ESCALA: 1:1

UNSAAC		ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
OPTIMIZACION DEL RENDIMIENTO TERMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA DE 2 WATTS REDISEÑANDO LOS COMPONENTES MECANICOS				
DESIGNACION: FUERZAS - MANIVELA		FORMATO: A4	PROYECCION: 	
ASESOR: Ing. HUAMAN VALENCIA, Alfonso Jesus	ESCALA: INDICADA	FECHA: 23/05/2019	LAMINA: MR-17	
ALUMNO: INCAHUAMAN CACERES, Danny Arnhor				190

D.

ITERACION DEL RECORRIDO DEL MECANISMO DEL MODULO REDISEÑADO

La iteración cada 2° que se muestra a continuación es:

Del ángulo de recorrido de la manivela del mecanismo del pistón de potencia	t2 ($^\circ$)
Del ángulo de recorrido de la biela del mecanismo del pistón de potencia	t3 ($^\circ$)
Del ángulo de recorrido de la biela del mecanismo del desplazador	t31 ($^\circ$)
Del espaciamiento entre el pistón de potencia y el desplazador	Esp (mm)
Del Volumen de fluido entre el pistón de potencia y el desplazador	Volu (cm ³)
El torque teórico	Tt (N-m)

t2	t3	t31	dP(mm)	dD(mm)	Dif(mm)	Volu(cm3)	Tt(N-m)
180.0000	180.0000	199.4700	140.0000	180.0007	40.0007	43.5938	0.5125(MR-12)
182.0000	180.0000	199.4700	140.0000	180.0007	40.0007	43.5938	0.5010
184.0000	180.7994	199.4219	140.0365	181.0597	41.0231	44.7081	0.4817
186.0000	181.1979	199.3603	140.0676	181.5973	41.5297	45.2602	0.4725
188.0000	181.5950	199.2742	140.1187	182.1394	42.0207	45.7952	0.4650
190.0000	181.9902	199.1637	140.1844	182.6851	42.5007	46.3184	0.4585
192.0000	182.3831	199.0291	140.2647	183.2337	42.9690	46.8287	0.4527
194.0000	182.7732	198.8705	140.3595	183.7843	43.4249	47.3256	0.4475
196.0000	183.1601	198.6883	140.4687	184.3362	43.8675	47.8079	0.4426
198.0000	183.5433	198.4826	140.5925	184.8884	44.2960	48.2749	0.4381
200.0000	183.9222	198.2539	140.7306	185.4401	44.7096	48.7257	0.4339
202.0000	184.2966	198.0025	140.8831	185.9904	45.1074	49.1592	0.4300
204.0000	184.6659	197.7288	141.0498	186.5384	45.4886	49.5747	0.4262
206.0000	185.0297	197.4332	141.2308	187.0831	45.8523	49.9711	0.4228
208.0000	185.3876	197.1162	141.4259	187.6237	46.1977	50.3475	0.4195
210.0000	185.7391	196.7784	141.6351	188.1590	46.5239	50.7030	0.4165
212.0000	186.0837	196.4200	141.8582	188.6883	46.8301	51.0367	0.4136
214.0000	186.4212	196.0419	142.0952	189.2105	47.1153	51.3475	0.4110
216.0000	186.7510	195.6444	142.3460	189.7247	47.3788	51.6347	0.4087
218.0000	187.0728	195.2281	142.6103	190.2300	47.6197	51.8972	0.4065
220.0000	187.3861	194.7938	142.8881	190.7254	47.8372	52.1343	0.4046
222.0000	187.6906	194.3419	143.1793	191.2099	48.0306	52.3450	0.4029
224.0000	187.9859	193.8731	143.4836	191.6827	48.1991	52.5286	0.4015
226.0000	188.2716	193.3880	143.8008	192.1428	48.3419	52.6843	0.4003
228.0000	188.5474	192.8873	144.1309	192.5893	48.4584	52.8113	0.3993
230.0000	188.8128	192.3717	144.4735	193.0215	48.5479	52.9088	0.3986
232.0000	189.0677	191.8419	144.8285	193.4383	48.6098	52.9762	0.3981
234.0000	189.3115	191.2984	145.1956	193.8391	48.6435	53.0130	0.3979
236.0000	189.5441	190.7421	145.5746	194.2231	48.6485	53.0184	0.3979(MR-11)
238.0000	189.7651	190.1736	145.9651	194.5894	48.6242	52.9920	0.3981
240.0000	189.9742	189.5936	146.3669	194.9373	48.5704	52.9333	0.3986
242.0000	190.1711	189.0027	146.7797	195.2662	48.4865	52.8419	0.3994
244.0000	190.3557	188.4019	147.2031	195.5754	48.3723	52.7174	0.4004

246.0000	190.5275	187.7916	147.6368	195.8643	48.2274	52.5595	0.4017
248.0000	190.6866	187.1727	148.0804	196.1322	48.0518	52.3681	0.4032
250.0000	190.8325	186.5459	148.5335	196.3787	47.8452	52.1430	0.4050
252.0000	190.9651	185.9119	148.9957	196.6033	47.6076	51.8840	0.4070
254.0000	191.0842	185.2714	149.4665	196.8054	47.3389	51.5912	0.4093
256.0000	191.1897	184.6251	149.9455	196.9848	47.0392	51.2646	0.4119
258.0000	191.2815	183.9737	150.4323	197.1409	46.7087	50.9043	0.4147
260.0000	191.3593	183.3180	150.9262	197.2736	46.3474	50.5107	0.4177
262.0000	191.4232	182.6588	151.4268	197.3826	45.9558	50.0838	0.4210
264.0000	191.4729	181.9966	151.9335	197.4675	45.5340	49.6241	0.4246
266.0000	191.5085	181.3323	152.4458	197.5283	45.0825	49.1321	0.4285
268.0000	191.5298	180.6665	152.9631	197.5649	44.6018	48.6082	0.4326
270.0000	191.5370	180.0000	153.4847	197.5770	44.0924	48.0530	0.4369(MR-13)
272.0000	191.5298	179.3335	154.0100	197.5649	43.5548	47.4672	0.4416
274.0000	191.5085	178.6677	154.5385	197.5283	42.9898	46.8515	0.4465
276.0000	191.4729	178.0034	155.0694	197.4675	42.3982	46.2066	0.4517
278.0000	191.4232	177.3412	155.6020	197.3826	41.7806	45.5336	0.4573
280.0000	191.3593	176.6819	156.1356	197.2737	41.1380	44.8333	0.4631
282.0000	191.2815	176.0262	156.6696	197.1410	40.4714	44.1068	0.4692
284.0000	191.1898	175.3749	157.2032	196.9848	39.7816	43.3551	0.4756
286.0000	191.0842	174.7286	157.7356	196.8055	39.0699	42.5794	0.4824
288.0000	190.9651	174.0881	158.2662	196.6033	38.3372	41.7808	0.4895
290.0000	190.8325	173.4540	158.7941	196.3788	37.5847	40.9608	0.4970
292.0000	190.6866	172.8272	159.3186	196.1323	36.8137	40.1205	0.5048
294.0000	190.5276	172.2083	159.8389	195.8643	36.0255	39.2615	0.5130
296.0000	190.3557	171.5981	160.3542	195.5755	35.2213	38.3851	0.5216
298.0000	190.1711	170.9972	160.8638	195.2663	34.4025	37.4927	0.5306
300.0000	189.9742	170.4064	161.3669	194.9374	33.5705	36.5860	0.5400
302.0000	189.7651	169.8264	161.8626	194.5895	32.7268	35.6665	0.5498
304.0000	189.5441	169.2579	162.3503	194.2232	31.8728	34.7359	0.5601
306.0000	189.3115	168.7016	162.8291	193.8392	31.0101	33.7956	0.5709
308.0000	189.0677	168.1581	163.2983	193.4384	30.1401	32.8475	0.5821
310.0000	188.8128	167.6283	163.7571	193.0216	29.2645	31.8932	0.5938
312.0000	188.5474	167.1127	164.2048	192.5894	28.3847	30.9344	0.6060

314.0000	188.2716	166.6120	164.6405	192.1429	27.5023	29.9728	0.6188
316.0000	187.9859	166.1269	165.0637	191.6828	26.6191	29.0102	0.6320
318.0000	187.6906	165.6581	165.4735	191.2100	25.7365	28.0483	0.6458
320.0000	187.3861	165.2062	165.8694	190.7255	24.8561	27.0888	0.6601
322.0000	187.0728	164.7719	166.2506	190.2301	23.9796	26.1336	0.6750
324.0000	186.7510	164.3556	166.6164	189.7249	23.1085	25.1842	0.6904
326.0000	186.4212	163.9582	166.9663	189.2106	22.2443	24.2425	0.7063
328.0000	186.0837	163.5800	167.2996	188.6884	21.3888	23.3101	0.7228
330.0000	185.7391	163.2217	167.6158	188.1591	20.5433	22.3887	0.7398
332.0000	185.3876	162.8838	167.9143	187.6238	19.7095	21.4799	0.7573
334.0000	185.0297	162.5668	168.1946	187.0832	18.8887	20.5854	0.7753
336.0000	184.6659	162.2712	168.4561	186.5385	18.0824	19.7067	0.7938
338.0000	184.2966	161.9975	168.6985	185.9905	17.2920	18.8453	0.8128
340.0000	183.9222	161.7461	168.9213	185.4402	16.5189	18.0027	0.8322
342.0000	183.5432	161.5174	169.1241	184.8885	15.7644	17.1804	0.8521
344.0000	183.1601	161.3118	169.3066	184.3363	15.0297	16.3798	0.8725
346.0000	182.7732	161.1295	169.4683	183.7844	14.3161	15.6020	0.8934
348.0000	182.3831	160.9709	169.6091	183.2337	13.6246	14.8485	0.9149
350.0000	181.9902	160.8363	169.7286	182.6851	12.9565	14.1203	0.9372
352.0000	181.5950	160.7258	169.8267	182.1394	12.3127	13.4187	0.9608
354.0000	181.1979	160.6397	169.9032	181.5974	11.6941	12.7446	0.9862
356.0000	180.7994	160.5781	169.9580	181.0597	11.1017	12.0989	1.0149
358.0000	180.3999	160.5411	169.9909	180.5271	10.5363	11.4827	1.0501
360.0000	180.0000	160.5288	170.0018	180.0004	9.9986	10.8967	1.0998(MR-14)
362.0000	179.6001	160.5411	169.9909	179.4801	9.4893	10.3417	1.1514
364.0000	179.2006	160.5781	169.9580	178.9670	9.0090	9.8182	1.1897
366.0000	178.8021	160.6397	169.9033	178.4615	8.5582	9.3270	1.2212
368.0000	178.4050	160.7258	169.8268	177.9642	8.1374	8.8684	1.2485
370.0000	178.0098	160.8363	169.7287	177.4757	7.7470	8.4429	1.2726
372.0000	177.6169	160.9709	169.6091	176.9963	7.3872	8.0508	1.2941
374.0000	177.2268	161.1295	169.4683	176.5267	7.0583	7.6924	1.3133
376.0000	176.8399	161.3117	169.3066	176.0671	6.7605	7.3678	1.3303
378.0000	176.4567	161.5174	169.1242	175.6179	6.4938	7.0771	1.3452
380.0000	176.0778	161.7461	168.9214	175.1795	6.2582	6.8203	1.3581

382.0000	175.7034	161.9975	168.6986	174.7523	6.0537	6.5975	1.3691($t_{3,t_{31}}$)
384.0000	175.3341	162.2712	168.4562	174.3363	5.8801	6.4083	1.3781
386.0000	174.9703	162.5668	168.1946	173.9320	5.7374	6.2528	1.3852
388.0000	174.6124	162.8838	167.9143	173.5395	5.6252	6.1305	1.3905
390.0000	174.2609	163.2216	167.6159	173.1590	5.5432	6.0411	1.3940
392.0000	173.9163	163.5800	167.2997	172.7907	5.4911	5.9843	1.3959
394.0000	173.5788	163.9581	166.9664	172.4347	5.4684	5.9596	1.3961($E_{sp_{min}}$)
396.0000	173.2490	164.3556	166.6165	172.0912	5.4747	5.9665	1.3948
398.0000	172.9272	164.7719	166.2506	171.7602	5.5095	6.0044	1.3920
400.0000	172.6139	165.2062	165.8695	171.4417	5.5723	6.0728	1.3879
402.0000	172.3094	165.6581	165.4736	171.1360	5.6624	6.1710	1.3825
404.0000	172.0141	166.1269	165.0638	170.8429	5.7792	6.2983	1.3759
406.0000	171.7284	166.6120	164.6406	170.5626	5.9220	6.4539	1.3683
408.0000	171.4526	167.1127	164.2048	170.2950	6.0902	6.6372	1.3596
410.0000	171.1872	167.6283	163.7572	170.0401	6.2830	6.8473	1.3501
412.0000	170.9323	168.1581	163.2984	169.7980	6.4996	7.0835	1.3398
414.0000	170.6885	168.7016	162.8292	169.5686	6.7394	7.3448	1.3287
416.0000	170.4559	169.2579	162.3504	169.3519	7.0016	7.6305	1.3170
418.0000	170.2349	169.8264	161.8627	169.1479	7.2852	7.9396	1.3046
420.0000	170.0258	170.4064	161.3669	168.9566	7.5896	8.2714	1.2918
422.0000	169.8289	170.9973	160.8639	168.7778	7.9139	8.6248	1.2786
424.0000	169.6443	171.5981	160.3543	168.6116	8.2573	8.9990	1.2649
426.0000	169.4725	172.2084	159.8389	168.4579	8.6190	9.3932	1.2510
428.0000	169.3134	172.8273	159.3186	168.3167	8.9981	9.8063	1.2367
430.0000	169.1675	173.4541	158.7941	168.1879	9.3938	10.2376	1.2222
432.0000	169.0349	174.0881	158.2662	168.0716	9.8054	10.6861	1.2075
434.0000	168.9158	174.7286	157.7356	167.9676	10.2319	11.1510	1.1927
436.0000	168.8103	175.3749	157.2032	167.8759	10.6727	11.6314	1.1777
438.0000	168.7185	176.0263	156.6696	167.7965	11.1269	12.1264	1.1627
440.0000	168.6407	176.6820	156.1356	167.7294	11.5938	12.6352	1.1476
442.0000	168.5768	177.3412	155.6020	167.6745	12.0725	13.1570	1.1325
444.0000	168.5271	178.0034	155.0694	167.6319	12.5625	13.6909	1.1173
446.0000	168.4915	178.6677	154.5385	167.6014	13.0629	14.2363	1.1022
448.0000	168.4702	179.3335	154.0101	167.5831	13.5731	14.7923	1.0870

450.0000	168.4702	179.3335	154.0101	167.5831	13.5731	14.7923	1.0872
452.0000	168.4702	179.3335	154.0101	167.5831	13.5731	14.7923	1.0876
454.0000	168.4915	181.3324	152.4458	167.6258	15.1800	16.5435	1.0413
456.0000	168.4915	181.3324	152.4458	167.6258	15.1800	16.5435	1.0423
458.0000	168.5769	182.6585	151.4268	167.6836	16.2568	17.7171	1.0122
460.0000	168.6407	183.3181	150.9262	167.7294	16.8033	18.3126	0.9978
462.0000	168.7185	183.9738	150.4322	167.7965	17.3643	18.9241	0.9832
464.0000	168.8102	184.6251	149.9455	167.8759	17.9304	19.5410	0.9688
466.0000	168.9158	185.2714	149.4665	167.9676	18.5011	20.1630	0.9545
468.0000	169.0349	185.9119	148.9956	168.0716	19.0760	20.7895	0.9404
470.0000	169.1675	186.5460	148.5335	168.1880	19.6545	21.4200	0.9264
472.0000	169.3134	187.1728	148.0804	168.3168	20.2364	22.0542	0.9126
474.0000	169.4724	187.7917	147.6368	168.4580	20.8212	22.6915	0.8989
476.0000	169.6443	188.4019	147.2031	168.6117	21.4086	23.3316	0.8854
478.0000	169.8289	189.0028	146.7797	168.7779	21.9982	23.9742	0.8721
480.0000	170.0258	189.5936	146.3669	168.9566	22.5898	24.6189	0.8589
482.0000	170.2349	190.1736	145.9651	169.1480	23.1830	25.2654	0.8460
484.0000	170.4559	190.7421	145.5745	169.3520	23.7775	25.9134	0.8331
486.0000	170.6885	191.2984	145.1956	169.5687	24.3732	26.5625	0.8205
488.0000	170.9323	191.8419	144.8285	169.7981	24.9696	27.2126	0.8081
490.0000	171.1872	192.3717	144.4735	170.0402	25.5668	27.8633	0.7958
492.0000	171.4526	192.8873	144.1308	170.2951	26.1642	28.5145	0.7837
494.0000	171.7284	193.3880	143.8008	170.5627	26.7619	29.1658	0.7718
496.0000	172.0141	193.8731	143.4835	170.8430	27.3595	29.8171	0.7601
498.0000	172.3094	194.3419	143.1792	171.1361	27.9569	30.4681	0.7485
500.0000	172.6139	194.7938	142.8881	171.4418	28.5538	31.1187	0.7372
502.0000	172.9272	195.2281	142.6102	171.7603	29.1500	31.7685	0.7259
504.0000	173.2490	195.6444	142.3459	172.0913	29.7454	32.4173	0.7149
506.0000	173.5788	196.0418	142.0952	172.4349	30.3397	33.0650	0.7040
508.0000	173.9163	196.4200	141.8582	172.7908	30.9327	33.7112	0.6933
510.0000	174.2609	196.7783	141.6350	173.1591	31.5241	34.3558	0.6827
512.0000	174.6124	197.1162	141.4259	173.5396	32.1137	34.9984	0.6722
514.0000	174.9703	197.4332	141.2307	173.9321	32.7014	35.6388	0.6619
516.0000	175.3341	197.7288	141.0498	174.3364	33.2866	36.2767	0.6517

518.0000	175.7034	198.0025	140.8830	174.7523	33.8693	36.9117	0.6416
520.0000	176.0778	198.2539	140.7305	175.1796	34.4491	37.5435	0.6316
522.0000	176.4568	198.4826	140.5924	175.6180	35.0256	38.1718	0.6216
524.0000	176.8399	198.6882	140.4687	176.0671	35.5984	38.7961	0.6116
526.0000	177.2268	198.8705	140.3594	176.5267	36.1673	39.4161	0.6017
528.0000	177.6169	199.0291	140.2647	176.9964	36.7317	40.0312	0.5916
530.0000	178.0098	199.1637	140.1844	177.4757	37.2913	40.6410	0.5813
532.0000	178.4050	199.2742	140.1187	177.9642	37.8455	41.2450	0.5707
534.0000	178.8021	199.3603	140.0676	178.4615	38.3939	41.8427	0.5594
536.0000	179.2006	199.4219	140.0311	178.9670	38.9359	42.4334	0.5470
538.0000	179.6001	199.4589	140.0091	179.4802	39.4710	43.0166	0.5323
540.0000	179.6001	199.4589	140.0091	179.4802	39.4710	43.0166	0.5205