



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**MODELACIÓN NUMÉRICA, DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS
EXPERIMENTAL DEL DESEMPEÑO DE UN MOTOR STIRLING DE
BAJA ENTALPÍA**

TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE MAGÍSTER EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA, MENCIÓN MECÁNICA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

JOSÉ IGNACIO SÁNCHEZ LIZAMA

PROFESOR GUÍA:
ROBERTO ROMÁN LATORRE

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ
JUAN DE DIOS RIVERA AGÜERO.

SANTIAGO DE CHILE
NOVIEMBRE 2012

RESUMEN DE LA TESIS PARA OPTAR AL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO
Y GRADO DE MAGÍSTER EN CIENCIAS DE
LA INGENIERÍA, MENCIÓN MECÁNICA
POR: IGNACIO SÁNCHEZ LIZAMA
FECHA: NOVIEMBRE 2012
PROF. GUÍA: SR. ROBERTO ROMÁN L.

MODELACIÓN NUMÉRICA, DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS EXPERIMENTAL DEL DESEMPEÑO DE UN MOTOR STIRLING DE BAJA ENTALPÍA

En la línea de la generación energética en Chile, existe un gran potencial aprovechable de energías renovables. De estos potenciales destaca la existencia fuentes geotérmicas de baja entalpía, donde el uso de motores Stirling resulta atractivo por su versatilidad y autonomía.

Sin embargo, actualmente son escasos los trabajos de motores Stirling que aprovechen fuentes de baja entalpía. Asimismo, el uso de fluidos de trabajo distintos al aire con estos gradientes o referidos a fuentes geotérmicas es aún menor.

El presente trabajo tiene como objetivo el diseño, tanto termodinámico como mecánico, construcción y posterior análisis experimental de un prototipo de motor Stirling de baja entalpía que aporte con nueva información respecto al uso de bajos gradientes térmicos con fluidos de trabajo como aire y helio.

Se confeccionó una plataforma numérica, con la que se realizó la modelación y posterior optimización de un prototipo de motor Stirling en función de parámetros dimensionales representativos. Con el modelo numérico, se procedió al diseño mecánico y construcción del prototipo. En paralelo, se conformó un banco de pruebas para medir parámetros de desempeño, tales como presión, temperaturas, torque, rpm y potencia.

Con el banco de pruebas se obtuvieron las curvas de potencia y torque con uso de aire y para una temperatura de la sección caliente de 220 C, 280 C y 310 C donde se obtuvieron potencias máximas de 0.4, 0.9 y 1.46 Watts respectivamente y para el caso de helio se utilizaron temperaturas de la sección caliente de 170 C, 238 C y 287 C que llevaron a potencias máximas de 0.87, 2.41 y 2.76 Watts respectivamente. También se realizó un balance de energía por medio del diagrama indicador para aire a 310 C y helio a 170 C. Por último, se contrastaron los resultados experimentales con la modelación numérica del prototipo.

Con los resultados experimentales se comprobaron las tendencias de desempeño del prototipo respecto al modelo numérico para distintos gradientes térmicos, y también para el uso de aire y helio como fluidos de trabajo. Por otro lado, las pérdidas conductivas no ponderadas por la carcasa del prototipo real mermaron la eficiencia térmica global y provocaron la falta de ajuste con el modelo numérico. Se ha contribuido también al conocimiento de motores Stirling de baja entalpía, por medio de la metodología de análisis, y la experiencia relativa a la construcción, toma de datos y estudio práctico del funcionamiento del motor. Entregando con este trabajo un referente y una base para futuros trabajos experimentales en prototipos de motores Stirling de baja entalpía.

*Al tata y sus fierros
ahora yo también tengo los míos,
de los que tu podrás estar orgulloso.*

Agradecimientos

Agradezco al grupo Oikos, al Taller Solar y todos los que estuvieron y siguen allí, ustedes son la causa mayor del camino profesional que decidí seguir.

A Maricarmen y María Eugenia por el apoyo y la sonrisa que me tenían guardada siempre, al profesor Marco Antonio Bejar que me ayudó siempre desinteresadamente. Agradezco también el financiamiento brindado por el Centro de Modelamiento Matemático y el patrocinio brindado por el Centro de Energía ambos de la facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas de la Universidad de Chile.

Les agradezco mis papás Lucía y Carlos y a mi hermana Javiera por estar conmigo a lo largo todos de estos años apoyándome muchas veces sin saberlo. A mis amigos y en especial a todos los que han caminado conmigo a lo largo de mi paso por la universidad, sin todos ustedes no habría llegado a este momento. A Roberto Román, que más que un profesor es ahora un mentor y amigo.

Y te agradezco a ti Lara que me has demostrado lo que es capaz de hacer el querer, el cariño, el no pensar tanto y vivir más.

Espero que este paso sea el inicio de otro viaje emocionante por la vida, y que todos ustedes viajen conmigo.

Índice general

Simbología	iv
1. Introducción	1
1.1. Objetivos	2
1.2. Estructura del trabajo	3
2. Antecedentes	4
2.1. Sustentabilidad y energía	4
2.1.1. Cambio Climático y medio ambiente	5
2.1.2. Combustibles fósiles	5
2.1.3. Energía renovables en Chile y gradientes de baja entalpía	7
2.2. El motor Stirling	8
2.2.1. Principales características	9
2.2.2. Componentes del motor	10
2.2.3. Tipos de configuraciones	11
2.2.4. Ejemplos de uso	12
2.3. Motores Stirling de baja entalpía	14
2.4. Ciclo termodinámico Stirling	17
2.4.1. Ciclo Stirling teórico	17
2.4.2. Ciclo Stirling Real	19
2.5. Parámetros de interés	20
2.5.1. Presión y diferencial de temperatura	20
2.5.2. Fluido de trabajo	20
2.5.3. Variación de volumen	23
2.5.4. Fragilización por Hidrógeno	24
2.5.5. Parámetros adimensionales	24
2.6. Modelos Termodinámicos para motores Stirling	25
2.6.1. Modelo Isotérmico de Schmidt	26
2.6.2. Modelo Adiabático	28
2.6.3. Modelo adiabático con pérdidas	31
I Modelación Numérica	34
3. Modelo numérico utilizado	35
3.1. Modificación de parámetros	35
3.2. Resultados entregados	36

4. Diseño del prototipo testeado	39
4.1. Estructura básica	39
4.2. Caracterización inicial del motor	40
4.2.1. Parámetros iniciales	40
4.2.2. Elementos estructurales por parámetros	41
5. Optimización del prototipo	43
5.1. Análisis Intercambiadores	44
5.1.1. Análisis del Heater	45
5.1.2. Análisis del Cooler	47
5.1.3. Regenerador	47
5.2. Espacios de trabajo	48
5.3. Sistema transmisión	51
5.4. Modelo Final	51
6. Análisis modelo final	55
6.1. Importancia del modelo utilizado	55
6.2. Análisis del diferencial de temperatura	56
6.3. Diferencias de temperatura según fluido de trabajo	56
6.4. Pérdidas de Carga	57
6.5. Presión del sistema	57
II Diseño Mecánico y construcción	61
7. Diseño Mecánico	62
7.1. Carcasa	63
7.2. Pistones	64
7.2.1. Pistón de Potencia	65
7.2.2. Pistón desplazador	65
7.3. Transmisión	66
7.3.1. Volante de inercia	66
7.3.2. Balancines del desplazador	66
7.3.3. Bielas y vástagos.	67
7.3.4. Soportes y medios de unión móvil	67
7.4. Energía	67
7.4.1. Resistencias	67
7.4.2. Serpentín agua fría	69
7.5. Sellos y elementos de sujeción	69
8. Construcción y pruebas iniciales del prototipo	70
8.1. Descripción de la construcción	70
8.1.1. Descripción conjunto carcasa	71
8.1.2. Descripción conjunto de pistones y transmisión	71
8.1.3. Descripción conjunto energía	73
8.2. Pruebas iniciales motor	76
8.2.1. Modificación del prototipo	77

III	Análisis experimental	82
9.	Metodología de medición	83
9.1.	Selección de variables a medir	83
9.1.1.	Mediciones para Funcionamiento del motor	83
9.1.2.	Mediciones para Balance de energía	85
9.2.	Selección de elementos para mediciones	87
9.2.1.	Fuerza eje potencia, F	88
9.2.2.	Velocidad angular, rpm	89
9.2.3.	Presión instantánea, P	89
9.2.4.	Voltaje y corriente de fuente de calor, V e I	91
9.2.5.	Caudal másico de agua, \dot{m}_{agua}	91
9.2.6.	Temperaturas Significativas	91
9.3.	Descripción del sistema de medición	92
10.	Pruebas experimentales y resultados.	93
10.1.	Resultados y discusión	94
10.1.1.	Curvas de potencia y Torque	94
10.1.2.	Balance de energía	101
10.1.3.	Comparación con modelo numérico	105
	Conclusiones	110
	Bibliografía	115
IV	Anexos	119
A.	Estructuras de Archivos	120
A.1.	Estructura modelo Isotérmico de Schimdt	120
A.2.	Estructura modelo Adiabático	121
A.3.	Estructura modelo Adiabático modificado (SIMPLE)	122
B.	Código Matlab Programa Numérico	124
C.	Memorias de Cálculo	171
C.1.	Cilindro carcasa y cilindro pistón de potencia	171
C.2.	Tapa inferior y superior carcasa	172
C.3.	Pistón desplazador	172
C.4.	Volante de inercia	173
C.5.	Bielas y vástagos	174
D.	Planos del prototipo	176
E.	Antecedentes Sensores	202

Simbología

A_{ext} Área externa de intercambio.	Q_i Calor intercambiado por sección i .
C_D Carrera pistón desplazador.	Q_{Kloss} Pérdidas Térmicas por conducción directa.
C_P Carrera del pistón de potencia.	Q_{in} Calor necesario para mantener el gradiente nominal en heater.
D_i Diámetro interno.	$Q_{in-ciclo}$ Calor Calculado ingresado al ciclo.
E_{in} Energía ingresada al sistema.	$Q_{in-ideal}$ Calor ingresado al ciclo ideal.
e_h espaciamiento de los ductos del heater.	Q_{loss} Pérdida total de calor del prototipo .
e_k espaciamiento de los ductos del cooler.	Q_{out} Calor saliente del ciclo stirling por la sección fría.
IC Intercambiador(es) de calor.	Q_{wf} Transferencia de calor del fluido de trabajo wf
M Masa total en el sistema.	R Constante de los gases para aire.
m_{sys} Masa de fluido de trabajo en el sistema.	St Número de Stanton
\dot{m}_i Flujo másico en sección i .	T_h Temperatura del gas en heater.
P Potencia medida.	T_{hgas} Temperatura de la isoterma caliente del gas en ciclo indicado.
P_t Presión instantánea en sistema.	T_{isoK} Temperatura isoterma fría nominal del fluido de trabajo.
P_e Presión instantánea en espacio de expansión.	T_{isoH} Temperatura isoterma caliente nominal del fluido de trabajo.
P_c Presión instantánea en espacio de compresión.	T_k Temperatura del gas en cooler.
P_d Pistón desplazador.	T_{kgas} Temperatura de la isoterma fría del gas en ciclo indicado.
P_{eje} Potencia en el eje.	T_{media} Temperatura media logarítmica.
P_p Pistón de potencia.	T_{sc} Temperatura representativa sección calien-
p_{max} Presión máxima en el sistema.	
Q_{agua} energía que sale del sistema por medio del IC de agua fría.	

te de carcasa.	$\eta_{Carnot-max}$ Eficiencia Carnot para fuente de calor.
V_c Volumen contenido por espacio de compresión.	η_{mech} Eficiencia mecánica.
V_D Suma de volúmenes muertos.	η_{int} Eficiencia interior diagrama indicado.
V_e Volumen contenido por espacio de expansión.	η_h Eficiencia heater.
V_{IC} Volumen contenido por los intercambiadores.	κ Razón entre V_c y V_e .
V_{max} Volúmen máximo del sistema.	ω Velocidad angular en el ciclo stirling.
V_{min} Volúmen mínimo del sistema.	θ Posición angular en el ciclo stirling.
V_{med} Volúmen medio del sistema.	τ Razón entre T_h y T_c .
V_t Volúmen total barrido por ciclo, suma de V_e y V_c .	
V_{total} Volumen total del sistema.	
W_c Trabajo realizado en espacio de compresión.	
W_{ciclo} Trabajo total por ciclo.	
W_e Trabajo realizado en espacio de expansión.	
W_{eje} Trabajo realizado en el eje.	
W_{ind}	
W_{ideal} Trabajo ideal indicado.	
$W_{IN-ideal}$ Trabajo ingresado a ciclo ideal.	
W_{ind} Trabajo indicado.	
W_{loss} Pérdidas mecánicas.	
α Desfase de movimiento entre pistones.	
χ Razón entre V_D y V_e .	
$\eta_{Carnot-ind}$ Eficiencia Carnot para ciclo indicado.	

Capítulo 1

Introducción

En la dirección de un desarrollo sustentable, actualmente existen condiciones críticas que impulsan a un cuestionamiento del actual modelo de desarrollo como el calentamiento global e las inestabilidades mundiales generadas por la gran dependencia en los combustibles fósiles.

Bajo este escenario, es necesario la promoción de energías limpias, diversas y que permitan mantener cierta autonomía energética, como las generadas por medios renovables. Hoy existe en Chile un gran potencial aprovechable de energías renovables como la energía solar, la que se extrae a partir de biomasa y la geotérmica. De este último tipo destaca la existencia de fuentes de baja entalpía, donde el uso de motores Stirling para su conversión a energía mecánica resultan atractivos por su versatilidad de uso y autonomía [1, 2].

Los motores Stirling, son parte de los llamados motores de combustión externa, los cuales mediante la expansión y contracción de un fluido de trabajo en base a un diferencial térmico, logran realizar trabajo mecánico. El desempeño de estos motores se puede mejorar con gases que presenten mejores propiedades termodinámicas que el aire.

Los componentes que constituyen esta tecnología pueden ser fabricados a base de tecnologías sencillas, llegando al punto que aún bajo un desarrollo primario se pueden alcanzar buenos desempeños [3, 4]. Si consideramos además la alta autonomía con la que cuentan este tipo de motores, se vuelven ideales para la utilización en lugares aislados donde la confiabilidad del equipo es primordial, escenarios que en la geografía chilena se vuelve un caso recurrente.

Sin embargo, existen muy pocos trabajos sobre motores Stirling de baja entalpía. De estos trabajos el uso fluidos de trabajo distintos al aire se encuentran a la vez poco documentados y donde a nivel nacional no existe ningún trabajo reciente. El campo de investigación en motores de baja entalpía resulta aún rico en interrogantes relativas a los comportamientos termodinámicos de cada etapa del ciclo, y por consiguiente, en el potencial de mejora de potencia y eficiencia en los resultados obtenidos.

Este trabajo se dividió en tres partes principales donde se presenta la modelación, construcción y análisis de desempeño de un prototipo Stirling tipo gamma para baja entalpía que utilizó aire y helio como fluidos de trabajo.

En la primera parte del trabajo se creó una plataforma de prueba y optimización de diseños construida a partir de modelos numéricos formulados en la literatura [1, 2, 5]. Con esta plataforma se realizó una modelación y optimización numérica de un prototipo de motor Stirling de baja entalpía, al que le realizó un análisis de sensibilidad frente a condiciones de operación como: gradiente térmico, fluido de trabajo usado y presión media en el sistema.

En la segunda parte, utilizando el prototipo ya modelado, se muestran los pasos seguidos en el diseño mecánico, construcción del motor y la descripción de las pruebas iniciales que se le hicieron al prototipo con el objeto de ver su correcto funcionamiento general.

En la tercera parte y final, se analiza el desempeño del prototipo referido a potencia, torque y balance de energía del motor diseñado. el análisis se hizo en función de la modificación de parámetros como temperatura de la fuente de calor y uso de aire y helio como fluidos de trabajo. Los datos se obtienen según experiencias de la literatura [6, 7] y los resultados se analizan siguiendo los estudios de Der Minassians [8] y el planteamiento de Hirata [9].

A través de la determinación y análisis de las curvas del motor Stirling construido y su comparación con el modelo numérico, se espera contribuir al conocimiento del desempeño de este tipo de sistemas en el contexto de un bajo gradiente térmico y un fluido de trabajo de mayor capacidad de transporte calórico que el aire. Con esto se busca entablar un precedente para futuros trabajos en este área, creando con su construcción y análisis tecnología con base nacional y un nicho de desarrollo e investigación no explotado actualmente.

1.1. Objetivos

Los objetivos generales de este trabajo de Tesis son:

- Perfeccionar un modelo numérico de motor Stirling de baja entalpía.
- Diseñar y construir un modelo experimental de motor Stirling de baja entalpía.
- Realizar un análisis experimental del desempeño de un motor Stirling de bajo gradiente térmico utilizando distintas temperaturas y fluidos de trabajo, contrastando el modelo numérico base con el prototipo real.
- Generar experiencia en el área de los motores Stirling de baja entalpía.

En tanto que los objetivos específicos del presente trabajo son:

- Construir una plataforma numérica capaz de modelar motores del tipo Stirling y utilizarla para la optimización de un prototipo.
- Diseñar y construir en base al modelo numérico un motor Stirling de baja entalpía que sirva como banco de ensayos para analizar parámetros de diseño relevantes.
- Estudiar el desempeño del motor Stirling construido según los parámetros de Torque, rpm y Potencia, utilizando como fluido de trabajo aire y helio a presión ambiente y diferencia de gradiente térmico cercano a los 150 [K].
- Analizar comparativamente la potencia entregada entre el motor construido y el modelo numérico utilizado para el diseño, según tipo de gas y Temperatura de la fuente de calor.

Cabe remarcar que por los fines netamente académicos del presente trabajo, se excluye del alcance la utilización del prototipo fuera de un contexto de estudio e investigación.

1.2. Estructura del trabajo

La confección de la tesis se divide en tres etapas bien definidas: Modelación numérica, Construcción y Análisis experimental del prototipo, las cuales se reseñan como sigue:

Modelación numérica Esta sección se compone de la modelación numérica de un motor de ciclo Stirling de baja entalpía, de formato compacto y perfeccionando el diseño base ocupado en trabajos anteriores [1, 2]

Para esto se procede a optimizar un caso base realizando un análisis de sensibilidad de sus parámetros geométricos, analizando también su desempeño bajo condiciones distintas a las condiciones de funcionamiento.

Construcción Con los resultados de la etapa anterior se procede al diseño, calculo y selección de los elementos mecánicos necesarios para construir el prototipo modelado, remarcando en esta sección los detalles empíricos rescatados del ensamblaje y confección de piezas.

Análisis experimental Por último se realizan pruebas experimentales donde se obtuvieron valores cuantitativos de parámetros representativos del desempeño del aparato, tales como presión, temperatura, potencia y rpm.

Con estos resultados se analiza el desempeño del motor, revisándolo de forma comparativa con los valores encontrados en la sección de Modelación numérica.

Capítulo 2

Antecedentes

Hoy en día la evolución económica, social y medio ambiental, mantiene una estrecha relación con la magnitud de la generación y consumo energético, lo que influencia las políticas a nivel de países y grupos humanos. Esta relación llevada hacia el concepto de desarrollo sustentable ha sido un tema común de discusión desde la segunda mitad del siglo *XX* en varios niveles: político, ciudadano y académico, desde los que se hace énfasis en la relación armónica que debe existir entre la economía, sociedad y medio ambiente. En la figura 2.1, se puede ver relación que tienen estos tres conceptos con la sustentabilidad según el modelo propuesto en el informe Brundtland en 1987 para la Comisión Mundial sobre el Medio Ambiente y el Desarrollo.

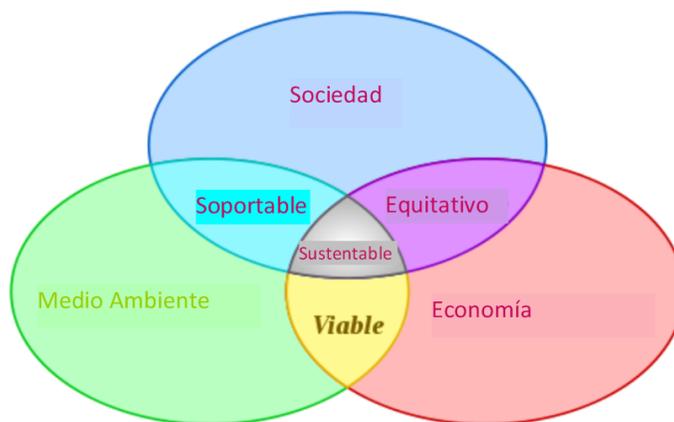


Figura 2.1: Relación entre sociedad, medio ambiente y economía según la comisión Brundtland .[10]

2.1. Sustentabilidad y energía

Aunque desde los años 70 existe una conciencia respecto a la influencia de la componente energética en la sustentabilidad, existen actualmente condiciones críticas que impulsan a un cuestionamiento y potencial desarrollo en la línea sustentable [11]:

1. El origen antropogénico del calentamiento global, bajo los estudios del panel intergubernamental para el cambio climático (IPCC por sus siglas en inglés).
2. La explotación intensiva de los recursos naturales en desmedro del cuidado medioam-

biental, lo que crea condiciones de incertidumbre en la calidad de vida y abastecimiento para las futuras generaciones.

3. La inestabilidad del abastecimiento de petróleo y combustibles fósiles, elementos base del desarrollo actual.

2.1.1. Cambio Climático y medio ambiente

Existe evidencia y reconocimiento internacional de que el comportamiento climático y la temperatura global actual están cambiando y que la humanidad ha influido de forma decisiva, realizando prácticas que no van de la mano de la sostenibilidad: Aumento de la generación de gases de efecto invernadero, deforestación, extracción intensiva, manejo descuidado y consumo ilimitado de recursos finitos (como yacimientos petrolíferos y mineros) y contaminación del medio ambiente local [12].

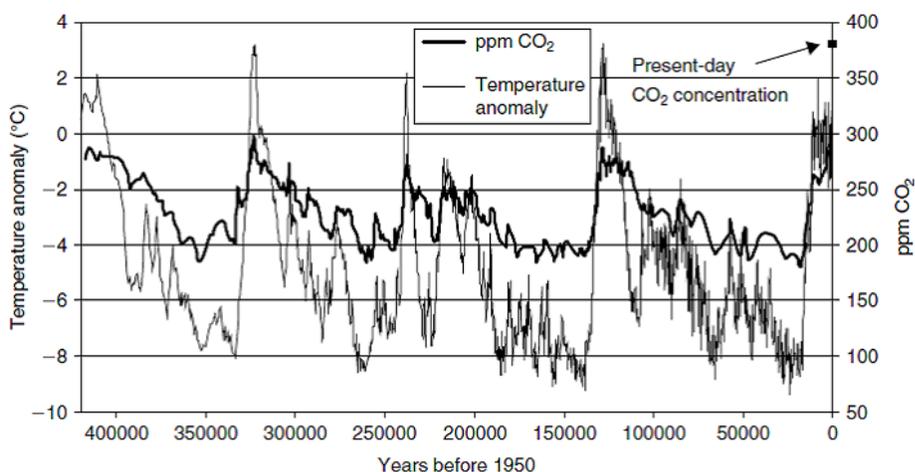


Figura 2.2: Concentración de CO_2 y temperatura (datos de hielo en estación Rusa Vostok, Antártida)[13].

Al uso de combustibles fósiles se le atribuye un aumento del CO_2 en la atmósfera de más de un tercio en la última mitad del 1900 [14] (ver figura 2.2), transformándolo en una de las principales causas del aumento del efecto invernadero. Este hecho fue abordado por parte de la *ONU* en el *IPCC* donde se concluye que "La mayor parte del incremento en las temperaturas promedio globales desde la mitad del siglo *XX*, es muy posible (con más de un 90% de probabilidad) que sean debido al incremento de las concentraciones de gases de efecto invernadero antropogénicos" [15]. Así también, al revisar la figura 2.3 se destaca que más de la mitad del CO_2 generado proviene de la combustión fósil, por lo que se remarca su rol en este proceso.

2.1.2. Combustibles fósiles

La idea de que el desarrollo económico de un país es proporcional al crecimiento energético del mismo fue una idea aceptada y promovida globalmente hasta aproximadamente la crisis del petróleo de la Organización de Países Exportadores de Petróleo (*OPEC* por sus siglas en inglés) en 1973, donde el aumento de precios y disminución del recurso, hiciera replantearse

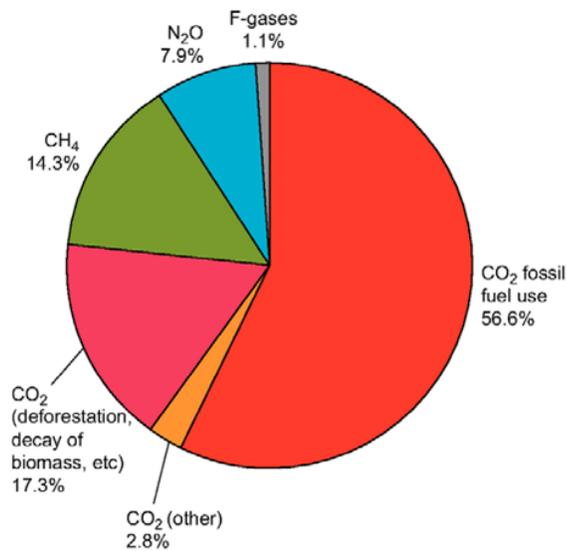


Figura 2.3: Emisiones antropogénicas de gases de efecto invernadero totales en el año 2004 [15].

la idea de una seguridad energética a partir de la separación del par energía-PIB.

Bajo este concepto el desarrollo energético continúa con la dependencia de una matriz basada en combustibles fósiles, con un 60 % en base a petróleo y gas natural en el año 2008 [16].

El abastecimiento de combustibles fósiles tiene su pico de producción dentro de esta mitad de siglo. Aunque no existe consenso en la fecha exacta, su disponibilidad proyectada es cada vez menor (figura 2.4), efecto aumentado por el alto consumo y menor tasa de descubrimientos de nuevos yacimientos [17, 18].

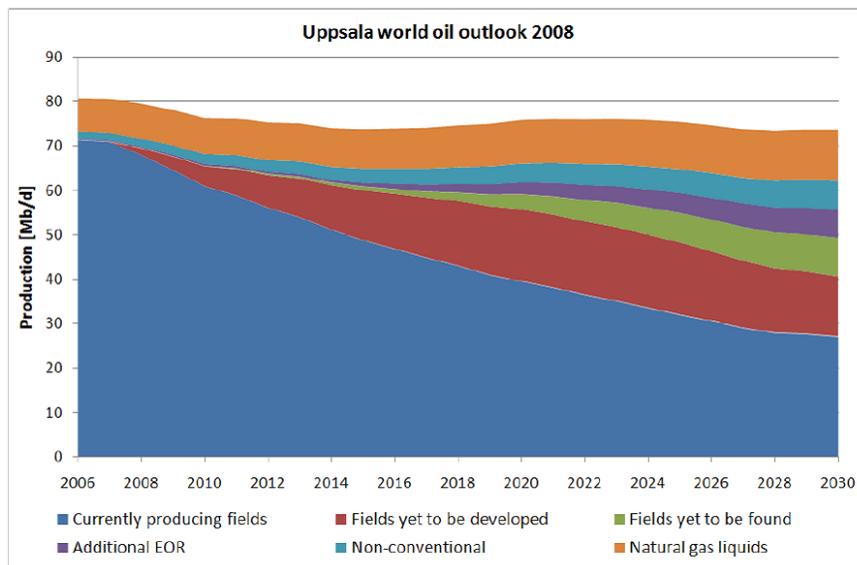


Figura 2.4: Proyección de la producción de petróleo mundial basado en datos de la IEA [18].

Bajo el modelo económico actual, la necesidad de asegurar los abastecimientos energéticos según los intereses y políticas de cada país genera inestabilidades regionales y mundiales,

como, la ya mencionada crisis de 1973, el corte de suministro de gas de Argentina a Chile el año 2006 [19] o de Rusia a Europa el año 2009 [20].

Los eventos anteriores ejemplifican la relevancia política de los flujos energéticos y de cómo puede impactar el desarrollo de los países y sus relaciones internacionales. Basta recordar conflictos bélicos, como el ocurrido en Irak en la década de 1990, que además de aumentar el costo del combustible por costos de la guerra, generan costos humanos incalculables. [11].

Como se mencionó en el apartado anterior, el uso de combustibles fósiles afecta negativamente a todos los países de una u otra manera. Debido a esto, temas como la seguridad del suministro y o la necesidad de establecer compromisos ambientales se vuelven ejes principales de las políticas nacionales. En este sentido se expone dentro de las conclusiones principales del *World Energy Outlook 2010* lo siguiente: "*Las Fuentes de energía renovables deberán desempeñar un rol central para conducir al mundo hacia un entorno energético más seguro, confiable y sostenible*" [17].

Bajo estos conceptos es necesaria la promoción de energías limpias y renovables de bajas externalidades sociales, bajo impacto ambiental y que no involucren suministros energéticos externos.

2.1.3. Energía renovables en Chile y gradientes de baja entalpía

En Chile Existe un gran potencial de energías renovables [21], las que en los últimos años han tomado una importancia central en la discusión de las proyecciones de la matriz energética eléctrica del país [22, 23].

Dentro de las energías renovables disponibles en Chile, podemos describir específicamente algunas:

- La generación a partir de biomasa a pequeña escala, como país con un gran sector forestal.
- La radiación solar que incide en Chile permite su uso en generación eléctrica, con equipos pequeños y a baja escala.
- El calor de desecho en industrias como posibilidad de aumentar en la eficiencia energética.
- La capacidad geotérmica nacional da la posibilidad de utilizarlo con un factor de planta por sobre el 90 %.

Estas fuentes energéticas tienen en común la existencia de fuentes de baja temperatura que en general no son aprovechadas por tener un gradiente térmico menor a 100 C [24]. En el caso específico de la geotermia, existen estimaciones de 16000[MW] disponibles de energía [25]. Dentro de esta fuente energética, existen múltiples flujos de agua a temperaturas del orden de los 70 C y caudales de 15 [kg/s] [1].

Para el aprovechamiento de estos potenciales energético, los motores del tipo Stirling enfocados en bajas entalpías resultan interesantes, ya que proveen la posibilidad de hacer uso de estas fuentes energéticas no explotadas, entregando trabajo mecánico a partir de ellas.

2.2. El motor Stirling

El motor Stirling es uno de los llamados "motores de combustión externa", el cuál mediante la expansión y contracción de un gas en un ciclo cerrado, crea trabajo mecánico a partir de un gradiente térmico. Este trabajo se realiza de forma silenciosa, con una alta eficiencia y con el potencial uso de diversas fuentes térmicas.

En el siglo *XIX*, plena revolución industrial, eran recurrentes las noticias de calderas que sufrían explosiones provocando numerosas muertes y daños materiales como por ejemplo el accidente de barcos y locomotoras a vapor como el de la figura 2.5. Las razones principales de estos accidentes son un manejo de vapor a alta presión y temperatura sin un desarrollo adecuado en los materiales y diseño de elementos mecánicos[26].

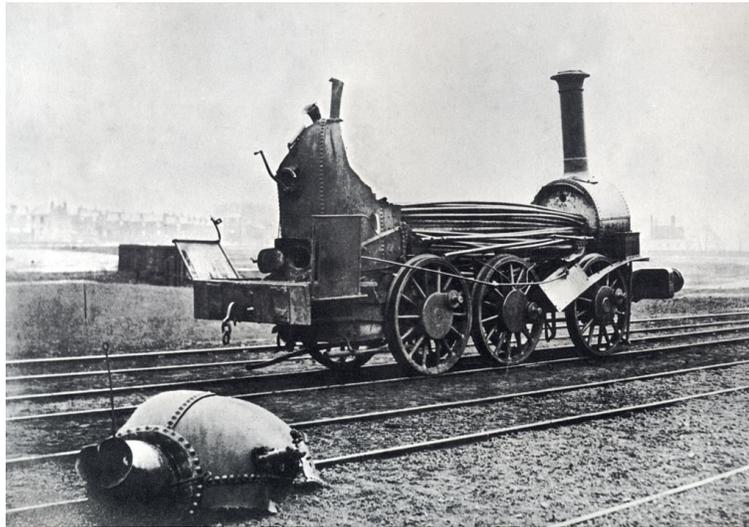


Figura 2.5: Explosión de una locomotora a vapor en Estados Unidos, fotografiada alrededor de 1845.[27]

En este contexto, el clérigo Escocés Robert Stirling, logró crear en 1816 un motor de combustión externa que utilizaba aire como fluido de trabajo (figura 2.6). Esta máquina, a diferencia de las peligrosas y comúnmente utilizadas calderas, no manejaba altas presiones lo que junto con detenerse el motor al momento de suspender la entrega de calor proporcionaba un mayor control a los operarios. La mayor particularidad de este nuevo motor fue poseer un regenerador (llamado también «economizador») que aprovechaba el calor del aire caliente desechado mediante el uso de un ciclo cerrado.

Medio siglo después M. Sadi Carnot y la aparición de la termodinámica vendrían a demostrar que este tipo de máquinas, junto con el concepto del regenerador, pueden alcanzar en conjunto la máxima eficiencia teórica posible de transformación de calor en trabajo útil bajo un diferencial de temperatura (el llamado rendimiento de Carnot). Así, este motor y sus variantes tuvo un uso auspicioso en un comienzo, que lo hizo competitivo frente a las máquinas de vapor de la época.

A principios del siglo *XX* la aparición del acero, mayores conocimientos de resistencia de materiales y el aumento de la seguridad de las calderas, lo relegaron gradualmente a un segundo plano, lo que fue acentuado aún más con la aparición y masificación de los motores

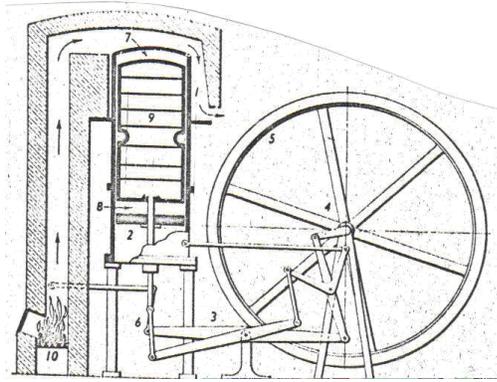


Figura 2.6: Esquema la Patente N° 4081 del motor creado por Stirling en 1816

de combustión interna.

Sin embargo la investigación tecnológica de este tipo de máquinas se ha retomado hace 50 años aproximadamente [28][29], apareciendo con fuerza en la última década en el contexto de la crisis ambiental y energética mundial.

2.2.1. Principales características

Dentro de esta problemática ambiental mundial, existen características de los motores Stirling que resultan interesantes. A continuación se revisan algunas de estas.

Alta eficiencia: La eficiencia intrínseca del ciclo asociado a los motores Stirling, ha llevado a un avance cada vez mayor en lo que respecta al uso completo de los recursos energéticos, desarrollándose hacia eficiencias cada vez mayores.

Bajo ruido: Al no disponer de una combustión interna, no genera ondas de presión al ser liberados los gases al ambiente, disminuyendo notablemente la contaminación acústica asociada normalmente a la generación térmica de energía por motores.

Baja cantidad de partes móviles y solicitaciones Por su configuración y ciclo cerrado no necesita válvulas, concentrándose los elementos móviles casi únicamente en la transmisión de la potencia. A la vez, al no depender de cambios bruscos de condiciones de trabajo (como muestra la figura 2.7), las piezas pueden ser de menores dimensiones para potencias similares a las de un motor de combustión interna.

Baja Corrosión: Debido a que el fluido de trabajo no es vapor y no está expuesto internamente a algún proceso de combustión, son menos las variables que influyen en la corrosión de los materiales. Además posibilita el uso de combustibles con alto nivel de impurezas sin perjudicar al motor, como los gases obtenidos desde rellenos sanitarios.

Mantenibilidad: Al manejar un sistema menos complejo, la posibilidad de fallas disminuye, a la vez que se hace más fácil la mantención regular del equipo, asociándose una cantidad de intervenciones baja para su funcionamiento.

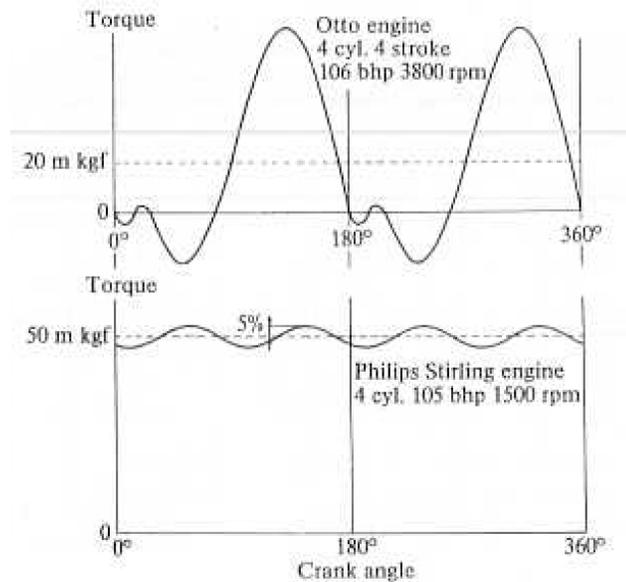


Figura 2.7: Comparación de la variación del torque cíclico para un motor Stirling de $74[kW]$ ($100[bhp]$) y un motor Otto de similar potencia.[28]

Autonomía: Debido a los puntos anteriores, es posible mantener los sistemas operando continuamente y en forma estable mayor tiempo que otros motores, lo que en definitiva posibilita su utilización en zonas aisladas.

Flexibilidad de gradientes térmicos utilizados: Los adelantos han logrado que los motores Stirling logren un uso de fuentes térmicas tanto de altas como de bajas temperaturas, al punto que se han logrado motores pequeños que usan hasta $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ de diferencia de temperatura para su funcionamiento.

Fuente de calor diversa: Con una fuente de calor de uso externo sumado a la flexibilidad de gradientes térmicos, se tiene la posibilidad de usar fuentes de energía diversas, como la geotermia o la utilización de calor desperdiciado por medio de ciclos de co-generación o regenerativos.

Uso de distintos fluidos de trabajo: El ciclo Stirling puede usar otros fluidos de trabajo además del aire, lo que posibilita el tener motores con un mejor desempeño expandiendo el desarrollo del mismo.

2.2.2. Componentes del motor

Los elementos que componen este tipo de motores, se dividen en tres subgrupos: componentes de intercambio de calor, de transmisión mecánica y espacios de trabajo.

Intercambiadores de calor (IC)

Calentador o Heater Se le llama así al intercambiador de calor que recibe energía de una fuente a cierta temperatura (fuente caliente), proporcionándole calor al fluido de trabajo contenido en el motor.

Enfriador o Cooler Este elemento es un intercambiador de calor que absorbe energía desde el fluido de trabajo en el motor cediéndola a una fuente térmica de menor temperatura que el calentador (fuente fría).

Regenerador La característica esencial de este componente es que permite calentar o enfriar el fluido de trabajo de manera teóricamente reversible. Este elemento actúa como un almacenador térmico, atrapando el calor desde el fluido de trabajo cuando este se desplaza desde el lado caliente al frío, a la vez que lo entrega cuando el fluido va en sentido contrario. Normalmente el regenerador está compuesto por una o varias capas de mallas metálicas.

Elementos mecánicos

Pistones y cilindros Normalmente los motores Stirling están compuestos de dos pistones: uno dirigido a captar el trabajo mecánico del motor y el otro llamado desplazador que tiene el fin de desplazar el fluido de trabajo desde el área en contacto con la fuente caliente a la fría y viceversa. Los cilindros es donde se ubican los pistones, pudiendo estar ambos pistones en el mismo, o en cilindros independientes.

Sistema de acoplamiento Dependiendo del tipo de motor, se tendrán distintos sistemas de acoplamiento entre ambos pistones y hacia el eje transmisor de la potencia, variando desde bielas hasta acoplamientos por medio de fluidos.

Espacios de trabajo

Espacio de Compresión Zona del motor donde el fluido de trabajo se encuentra cuando el volumen total es el mínimo, lo que en general es la sección que sigue al enfriamiento en el cooler. Sin embargo, en algunos casos este espacio es uno solo con el cooler.

Espacio de Expansión Zona del motor donde el fluido de trabajo se expande después de aumentar su temperatura gracias al heater. Al igual que el espacio de compresión este espacio puede ser uno solo con el heater.

2.2.3. Tipos de configuraciones

Los motores Stirling se pueden diferenciar según el arreglo de los pistones. A continuación se especifican la división comúnmente usada y descrita en la figura 2.8.

Alfa

En este tipo de configuración los pistones se encuentran separados en dos cilindros diferentes, los cuales están conectados por medio de un regenerador. Son los de diseño más simple

(1,1)

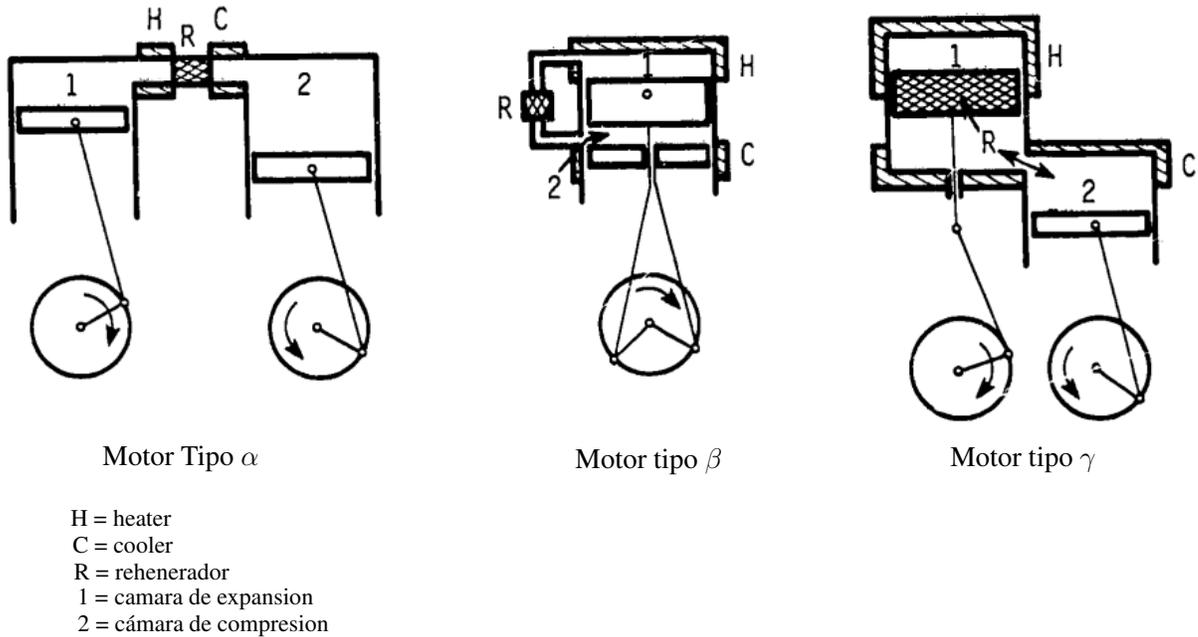


Figura 2.8: Motores Stirling Tipo α , β y γ (Adaptado de Martini [29])

pero tienen problemas para mantener el fluido de trabajo dentro de los cilindros, debido a que ambos pistones se encuentran expuestos directamente al exterior.

Beta

Este sistema utiliza un arreglo que posibilita la inclusión de ambos pistones dentro del mismo cilindro, utilizando un mismo eje en su movimiento. El problema que supone este tipo de sistema es la complejidad asociada a la coordinación de los movimientos de ambos pistones.

Gama

Similar a la configuración beta pero con los pistones en cilindros separados. En este tipo de motor, la compresión ocurre también en la conexión existente entre cilindros.

2.2.4. Ejemplos de uso

Este motor puede ser utilizado en la actualidad en muchas y distintas aplicaciones, especialmente para generación eléctrica, debido a su versatilidad respecto a las fuentes de calor utilizadas, posibles gradientes de temperatura y autonomía.

Concentrador solar

Estos funcionan concentrando por medio de un plato cóncavo en un punto la radiación solar incidente (figura 2.9), generando altas temperaturas en una pequeña área, lo que posibilita la utilización de un motor Stirling adosado a un generador eléctrico en el punto de concentración. Se caracteriza por casi no utilizar agua en comparación con otros sistemas termosolares de generación.



Figura 2.9: Plato concentrador Solar.[30]

Uso con energía Geotérmica

Usado para generación eléctrica, este funciona utilizando el calor geotérmico como fuente caliente. El sistema Stirling tiene la ventaja de no presentar problemas relacionados con la corrosión con fluidos geotérmicos de alto contenido mineral ya que no tiene contacto directo con la fuente misma. Sin embargo usos en este contexto son escasos, mostrándose según la recopilación realizada por Navarrete[2].

Utilización de Biomasa

Usado como generador eléctrico o de potencia mecánica a base de biomasa. Puede utilizar leña y muchos otros productos biomásicos residuales como paja, basura doméstica (figura 2.10), aceite vegetal, gases de depuración y de vertederos de basura. Los residuos generados por el combustible, al igual que en el uso geotérmico, no interactúan con sistema generador directamente, disminuyendo la mantención del motor en sí mismo.

Uso en bombas de calor

El uso del sistema en bombas de calor es el más extendido en la actualidad. Se utiliza el ciclo Stirling inverso para extraer calor de una fuente fría y entregarla a una fuente caliente. Existen sistemas criogénicos Stirling para procesos de licuefacción de gases como el de la figura 2.11, y para refrigeración de superconductores.



Figura 2.10: Generador eléctrico residencial Stirling a base de biomasa. [31]

Motor auxiliar de submarinos

Debido a su alta autonomía y la posibilidad de usar diversas fuentes de calor, es utilizado como respaldo en submarinos Diesel (figura 2.12) al usar, dando la posibilidad de estar sumergidos varias semanas manteniendo un funcionamiento silencioso.

Desarrollo de generación energética espacial

La NASA ha desarrollado motores de alta eficiencia para futuras estaciones lunares y sondas que por su lejanía al sol no podrían energizarse con celdas fotovoltaicas. Este tipo de motores concentra todas las características positivas antes mencionadas de los motores Stirling, utilizando como fuente de calor un pequeño reactor nuclear.

Cogeneración en la Antártida

Debido a las condiciones existentes en la Antártida, la autonomía de una estación al igual que en el caso espacial, resulta primordial. El sistema es utilizado actualmente en co-generación de estaciones de investigación en la Antártida, donde el motor Diesel pierde terreno debido a su mayor necesidad de mantención y dificultad para aprovechar el calor útil del sistema generador[35].

2.3. Motores Stirling de baja entalpía

Los motores Stirling de baja entalpía pueden funcionar con pequeñas diferencias de temperaturas tal como se mencionó en la sección 2.1.3. Estos, limitados por la fuente de temperatura, en primera instancia verán castigado el potencial de utilización de este gradiente por la eficiencia de Carnot (ecuación 2.1). Con esta eficiencia se observa un rendimiento máximo teórico posible de 34 % para un $\Delta T = 150$ y un 20 % para un $\Delta T = 70$.



Figura 2.11: Bomba criogénica licuadora de gas.[32]

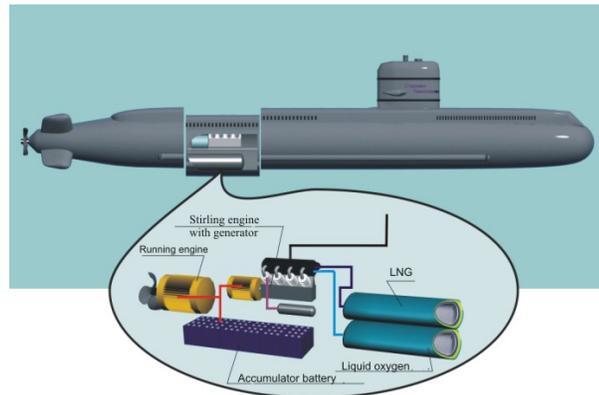


Figura 2.12: Submarino con motor Stirling, empresa Noruega Kockums.[33]

Bajo estas eficiencias, la efectividad de transferencia de calor y las consideraciones dimensionales resultan muy importantes. De trabajos con motores de baja entalpía [36, 28], se pueden rescatar las siguientes recomendaciones generales para ellos.

- La razón entre los volúmenes de expansión y compresión (denominada κ) debe ser pequeña, o sea cercana a 1,0.
- Pequeños κ conllevan una mayor eficiencia mecánica.
- El efecto de los volúmenes muertos no pueden ser disminuidos utilizando el aumento de la razón de compresión.
- La carrera del desplazador debe ser corta.
- La velocidad de operación debe ser baja.
- Debido al bajo gradiente de temperatura, el regenerador en el motor puede llegar a ser más perjudicial por su pérdida de carga, que por su aumento en la eficiencia del ciclo.

Existen formalmente pocos trabajos realizados en esta área, Thombare [24] da cuenta que las primeras investigaciones, referentes a motores que utilizan bajas temperaturas datan

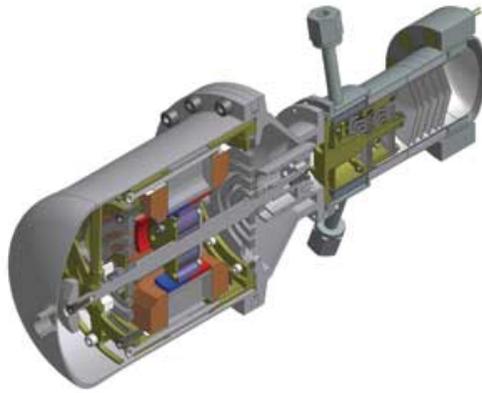


Figura 2.13: Motor Stirling de prueba diseñado para viajes espaciales [34]



Figura 2.14: Grupo generador de motores Stirling.[35]

de la década de 1980. A inicios de la década de 1990 los trabajos experimentales de Senft [37, 38] en base a su trabajo teórico descrito en la literatura [36], proveyeron los primeros trabajos experimentales formales con resultados enfocados principalmente a revisar los límites de generación con un bajo diferencial térmico.

A lo largo de la década de 1990 la universidad de Saitama en Japón realizó una serie de trabajos experimentales, desde los que se rescata un trabajo documentado de 1995 con una generación peak de 143 [W] a partir una fuente de calor a 130 C utilizando aire a presión ambiente como fluido de trabajo [39, 4]. Este motor presenta grandes dimensiones alcanzando una altura de 1,6 metros y un diámetro de más de un metro.

Después de no encontrarse investigaciones por casi una década, en el año 2006 existió una reparación de nuevos trabajos experimentales como el de Agüero el 2006, Der Minassians el 2007 y Thombare el 2008 [40, 8, 24], los cuales manejan potencias máximas menores a 100[W]. Cabe remarcar que en todos los trabajos experimentales encontrados en la literatura para motores de baja entalpía, sólo se trabaja con aire como fluido de trabajo.

Por otro lado, el uso en condiciones geotérmicas como las explicitadas en el apartado 2.1.3, sólo se encontraron en la literatura como estimaciones y trabajos preliminares [41, 42, 43, 44], sin encontrarse ningún trabajo experimental enfocado hacia el uso de esta fuente térmica en

los últimos 20 años.

Tomando esto último en cuenta no esta de más decir que no se encontraron trabajos experimentales en el área de motores Stirling de baja entalpía recientes a nivel nacional, lo que abre un nicho de investigación interesante.

2.4. Ciclo termodinámico Stirling

Una de las principales características del ciclo Stirling es que teóricamente tiene el potencial de aumentar la eficiencia hasta la de un ciclo Carnot. En otras palabras, entrega termodinámicamente el trabajo máximo obtenible desde un gradiente térmico determinado.

El Ciclo de Carnot es un ciclo termodinámico ideal reversible, formado por una máquina térmica, llamada máquina de Carnot, que realiza trabajo a partir de dos fuentes de temperatura. Esta máquina trabaja absorbiendo una cantidad de calor Q_1 de la fuente de alta temperatura y cede un calor Q_2 a la de baja temperatura produciendo como resultado trabajo W . El rendimiento teórico derivado de este ciclo es el siguiente:

$$\eta = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2.1)$$

Donde T_1 y T_2 son la temperatura de las fuentes de alta y baja temperatura respectivamente. Esto conlleva que a bajas diferencias de temperaturas, inevitablemente el aprovechamiento de fuentes de calor para generar algún trabajo resultará mucho menor.

2.4.1. Ciclo Stirling teórico

El ciclo del motor Stirling como aparece en la figura 2.15 se compone de cuatro etapas que forman un ciclo cerrado, es decir, el fluido de trabajo que circula a través de los distintos componentes del motor vuelve en cada ciclo a su estado termodinámico inicial. Las etapas relativas a este ciclo son una expansión y compresión isotérmica junto con una transferencia de calor isocórica como adición y expulsión de energía. La ventaja intrínseca de este ciclo es que posibilita el alcanzar el rendimiento de Carnot. A continuación se detalla el ciclo teórico dividido en 4 etapas.

Proceso 1-2 Compresión isotérmica: Por inercia, el pistón del lado frío comienza a comprimir el gas mientras que el pistón caliente se mantiene detenido. Para que el gas no aumente su temperatura, el calor generado por la compresión es extraído por el sumidero de baja temperatura.

Proceso 2-3 Transferencia de calor a volumen constante: Una vez que el gas se ha comprimido completamente, ambos pistones se mueven para desplazar el gas hacia el espacio caliente a volumen constante, trayecto en el cual el regenerador entrega calor al fluido, aumentando su presión.

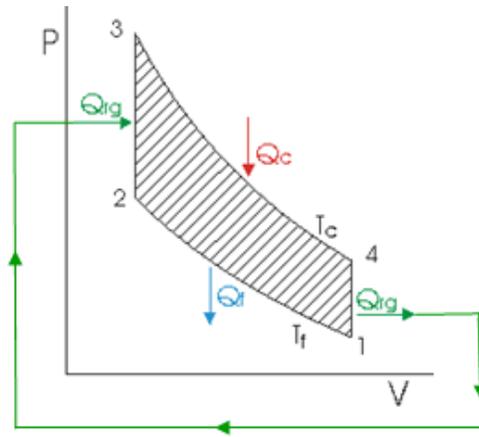


Figura 2.15: Diagrama termodinámico $P - V$ con el uso del regenerador: desde el punto 4 al 2 ($4 - 1$ y $1 - 2$) el sistema expulsa calor hacia el sumidero frío ($Q_{rg} + Q_f$). Desde los puntos 2 al 4 ($2 - 3$ y $3 - 4$) el sistema absorbe calor desde la fuente caliente ($Q_{rg} + Q_c$). Gracias al regenerador se puede recuperar el calor Q_{rg} , que no genera trabajo, desde la etapa $4 - 1$ y entregándolo en la etapa $2 - 3$, aumentando así, la eficiencia del sistema. (adaptado de [45])

Proceso 3-4 Expansión isotérmica: El fluido de trabajo se encuentra en el lado caliente. Este recibe energía con la que se expande a temperatura constante impulsando el pistón y generando trabajo útil. Por último al aumentar el volumen, decrece la presión del gas.

Proceso 4-1 Transferencia de calor a volumen constante: Ambos pistones se desplazan, trasladando el gas hacia el sumidero de baja temperatura a un volumen constante. En este proceso el regenerador absorbe calor del fluido y disminuye isocóricamente la presión. Aquí se vuelve al punto de partida del ciclo donde se comienza nuevamente.

Para volúmenes máximos y mínimos determinados, la distancia entre las curvas $2 - 3$ y $4 - 1$ se encuentran asimismo definidas, y por lo tanto, también lo está el trabajo generado representado por área encerrada entre ambas curvas.

En el ciclo Stirling ideal, estas curvas representan isotermas, por lo tanto, la distancia entre estas curvas estará condicionada directamente por las temperaturas del fluido en la fuente caliente y el sumidero frío. Así, mientras mayor sea la diferencia de temperatura, mayor será el trabajo que es posible obtener por ciclo, y en consecuencia una mayor potencia, creándose así el concepto de potencial térmico.

Por otra parte, el regenerador entra en acción entre los puntos 4 y 1 captando el calor liberado, el cual dependiendo de la cantidad de energía que pueda devolver al sistema, será la necesidad de entregar más energía entre los puntos 2 y 3. Si esta absorción y entrega de energía funciona con una eficacia del 100% se tendrá un sistema termodinámico que tiene el rendimiento de Carnot, de ahí la importancia del regenerador en el sistema Stirling.

En la figura 2.16 se puede ver el proceso antes explicado, donde la malla ubicada en el centro del conducto corresponde al regenerador, el pistón izquierdo corresponde al pistón de potencia y el derecho al de desplazamiento.

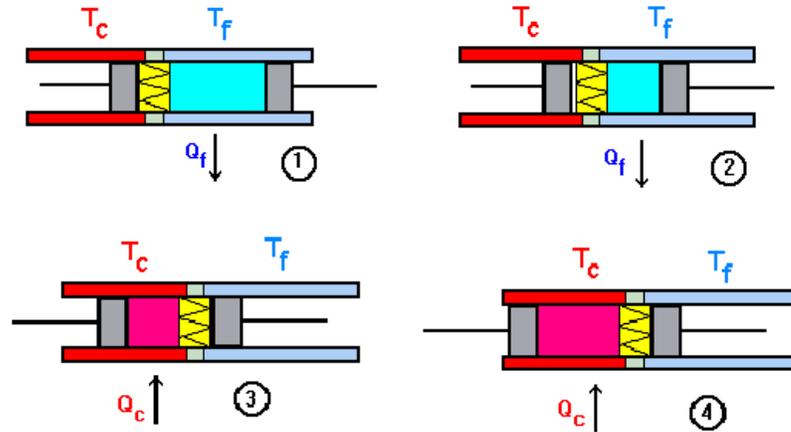


Figura 2.16: Etapas del ciclo Stirling (Gentileza de Profesor Roberto Román L.)

2.4.2. Ciclo Stirling Real

Es prácticamente imposible que el ciclo teórico sea alcanzado en su totalidad por ningún sistema real, las razones se dan por aspectos tales como [24]:

- Pérdidas por fricción de los componentes y pérdida de carga del fluido de trabajo.
- Las etapas del ciclo no se comportan de forma adiabática e isotérmica, ni con una marcada diferenciación entre cada proceso termodinámico.
- La transferencia de calor hacia y desde las fuentes no es completa, el regenerador no tiene un 100% de efectividad.
- Existen volúmenes muertos asociados al desplazamiento del pistón, los que no producen trabajo alguno.

Por lo anterior, para la realización de un estudio teórico existen distintas formas de modelar este ciclo, las cuales se pueden dividir según la profundidad del estudio realizado [46]:

1. *Modelos de Primer Orden:* Modelo básico basado en condiciones ideales, donde por medio de funciones con factores de ajuste se determinan los parámetros principales. Estos modelos resultan buenos como primer estimativo pero no entregan un análisis más profundo del motor siendo poco confiables como cálculo final. Dentro de estos modelos podemos encontrar la relación de *West y Beale*.
2. *Modelos de segundo orden:* Estos modelos utilizan ecuaciones diferenciales de estado y energía del sistema analizadas por medio de cálculo numérico, proporcionando un análisis mucho más exhaustivo del motor. Este tipo de modelos a su vez se dividen en *Isotérmicos, adiabáticos y semi-adiabáticos*.
3. *Modelos de Tercer Orden:* Modelos basados en la discretización del sistema en volúmenes de control, donde se desarrollan las ecuaciones diferenciales de cada uno. Los resultados de estas ecuaciones son integradas numéricamente en un modelo total del sistema.

2.5. Parámetros de interés

Para ponderar valores como potencia y eficiencia de un motor Stirling, existen ciertos parámetros que resultan de interés, estos se detallan a continuación.

2.5.1. Presión y diferencial de temperatura

Se puede escribir el trabajo indicado del ciclo como la diferencia entre el trabajo de compresión y el de expansión:

$$W_e = \int_{V_{med}}^{V_{max}} P_e(V) dV \quad (2.2)$$

$$W_c = \int_{V_{min}}^{V_{med}} P_c(V) dV \quad (2.3)$$

Entonces:

$$W_{ciclo} = W_e - W_c = \int_0^{2\pi/\omega} P_t(V) dV \quad (2.4)$$

Debido a que la razón de compresión alcanzada por el motor es independiente del aumento de la presión media, al aumentar esta última se genera un aumento en el rango de presiones mínimas y máximas alcanzadas por el gas, lo que incrementa el trabajo neto realizado por ciclo.

Los trabajos experimentales en la literatura, sistemáticamente dan cuenta del efecto de la presión en el aumento potencia y eficiencia [47, 48], tendiendo los motores de alta potencia a valores de presión elevados [29, 28].

Cabe remarcar que el aumento del trabajo neto disminuirá cuando la presión media del sistema sea distinta a la presión externa del pistón de potencia, ya que el trabajo forzado por ciclo será mayor (ver figura 2.17). Para evitar este efecto, la presión externa del pistón se trata de igualar mediante una cámara sellada que mantenga una presión llamada *Buffer pressure* similar a la presión media del sistema [36].

Respecto al aumentar el diferencial de temperatura, además de aumentar la eficiencia máxima teórica que se puede obtener, las isotermas de las etapas 1 – 2 y 3 – 4 del ciclo termodinámico contendrán una mayor área entre ellas, incrementando la energía introducida al sistema en la forma de un aumento en el área de trabajo por ciclo (figura 2.18).

2.5.2. Fluido de trabajo

Al ser un sistema de ciclo cerrado, se pueden utilizar como fluido de trabajo distintos gases, Thombare [24] remarca que aunque antiguamente este tipo de motores utilizaba aire como fluido de trabajo, este lugar puede ser ocupado preferentemente por cualquier fluido que tenga las siguientes características:

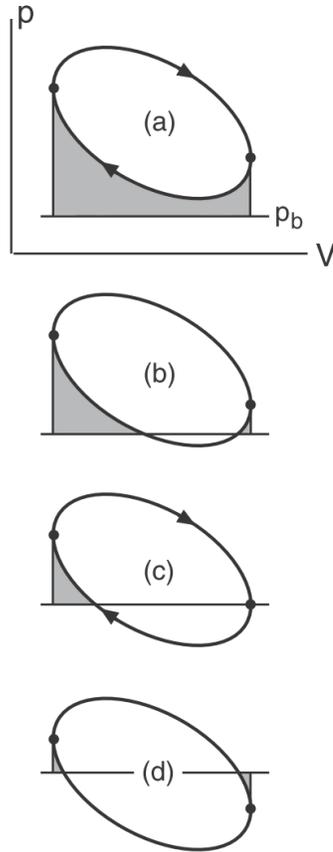


Figura 2.17: Casos de distintos niveles de *buffer pressure* denotado por la línea horizontal, en donde el trabajo forzado realizado va desde el mayor en (a) hasta el menor en (d) [36].

- Calor específico alto.
- Alta conductividad térmica.
- Baja viscosidad.
- Baja densidad.

Entre los fluidos utilizados se encuentran el NO_2 , CO_2 , *Aire*, *He*, H_2 y vapor de agua. Entre ellos el helio y el hidrógeno son los más interesantes respecto a las características antes señaladas. En la tabla 2.1 se presentan las características de estos dos últimos y del aire, que es ampliamente utilizado por su disponibilidad y nulo costo.

Tabla 2.1: Propiedades de algunos fluidos de interés [28]

		Aire	Helio	Hidrógeno
Capacidad calórica	C_p [kJ/kgK]	1	5.19	14.05
Densidad	ρ [kg/m ³]	1.41	0.2	0.1
Viscosidad	$\mu \times 10^{-6}$ [kg/ms]	15.99	18.4	7.92
Conductividad Térmica	$k \times 10^6$ [kW/mK]	22.27	134	156.1
a 250 [K] y 1 [bar]				

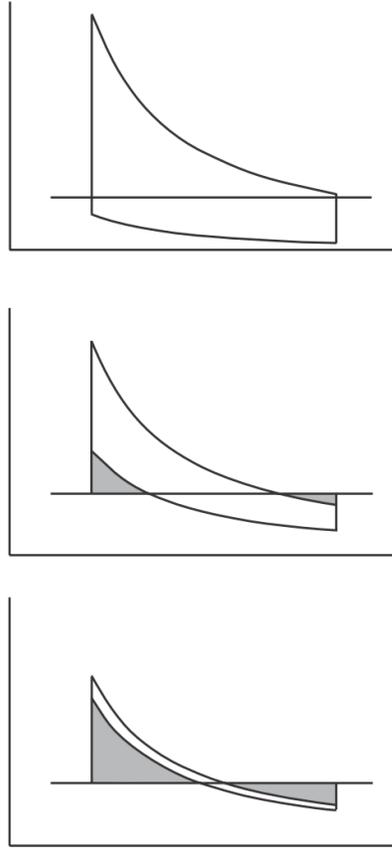


Figura 2.18: (De abajo hacia arriba) Incremento del área de trabajo del ciclo Stirling con el aumento de la diferencia de temperatura [36].

En esta misma línea Walker [28] entabla una relación entre la transferencia de calor y las características del flujo mediante el número de Nusselt y Reynolds de la forma :

$$Nu = B Re^q \quad (2.5)$$

Donde B y q son constantes que dependen de las condiciones del flujo, por lo que nos queda:

$$h \frac{k}{C_p} = B \left(\frac{\rho du}{\mu} \right)^q \quad (2.6)$$

Según esto, existe una relación entre la transferencia de calor del fluido de trabajo, reflejada en el término h y la pérdida de carga, reflejada en la densidad por la relación ρu^2 , donde el mejor fluido de trabajo será el que combine de mejor manera ambos fenómenos.

Adicionalmente se puede entablar la siguiente proporcionalidad entre la transferencia de calor del fluido de trabajo wf y sus características físicas.

$$Q_{wf} \propto \sqrt{\rho^2 C_p^3} \quad (2.7)$$

Aunque esta última relación está dirigida a la interacción del gas en ductos no aletados y de flujo estacionario, esta medida es útil a la hora de comparar el desempeño de cada fluido de trabajo. Así, el fluido que mejor se comporta frente a las relaciones 2.6 y 2.7 bajo los valores de la tabla 2.1, es el hidrógeno con un $Q_{H_2} \propto 5,27$, seguido del helio con $Q_{He} \propto 2,36$ y finalmente el aire con $Q_{aire} \propto 1,41$. Esto apunta en la misma dirección que trabajos teóricos y experimentales realizados con helio e hidrógeno, donde se alcanzan valores de potencia de entre 4 y 8 veces mayores al uso de aire bajo las mismas condiciones de trabajo [49, 6].

Sin embargo, los valores experimentales han sido recopilados mayoritariamente antes de 1990 [28, 29] por lo que datos de años recientes, son escasos como para entablar correlaciones de desempeño. Esta ausencia de experiencias, como se mencionó en la sección 2.3 es aún mayor cuando se habla de pequeños gradientes térmicos.

2.5.3. Variación de volumen

Aunque en general la variación de volumen en los espacios de compresión y expansión se puede suponer sinusoidal también puede ser escrita según el mecanismo de transmisión. En este último caso, los volúmenes barridos en cada ciclo dependen del movimiento real de cada pistón. Algunos ejemplos de mecanismos utilizados se pueden encontrar en los trabajos de Hirata [3], Karabulut [6] y Kontragool [7].

A continuación se detalla el cambio de volúmenes en el caso de la utilización del sistema biela-manivela (Figura 2.19) en ambos pistones y una configuración tipo gama como la expuesta en la figura 2.8. El subíndice d indica los valores relativos al desplazador y p los relativos al pistón de potencia, donde l es el brazo y r la biela del sistema.

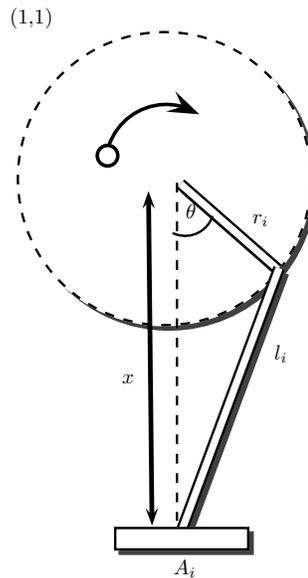


Figura 2.19: Diagrama de funcionamiento sistema biela manivela.

$$V_e = (l_d + r_d - r_d \cos(\theta) - \sqrt{l_d^2 - r_d^2 \sin(\theta)^2}) A_d \quad (2.8)$$

$$V_p = (l_p + r_p - r_p \cos(\theta - \alpha) - \sqrt{l_p^2 - r_p^2 \sin(\theta - \alpha)^2}) A_p \quad (2.9)$$

$$V_c = V_p + (2 * l_d * A_d - V_e) \quad (2.10)$$

El valor de V_c corresponde al volumen barrido por el desplazador y el pistón de potencia juntos, mientras que V_e solo depende del pistón desplazador. Los valores A_d y A_p son las áreas barridas por el pistón desplazador y de potencia respectivamente.

2.5.4. Fragilización por Hidrógeno

Especialmente en fundiciones y en aceros de alto contenido de carbono, el contacto con hidrógeno fragiliza el material creando una mayor tendencia a la propagación más rápida de grietas ya sea por fatiga, esfuerzos puntuales y pérdida de ductilidad, lo que se traduce en una disminución de la resistencia propia del acero.

Como la fragilización esta estrechamente ligada con la difusión del hidrógeno en el metal, este fenómeno también se intensifica con la temperatura [50], lo que puede llevar a una falla bajo condiciones de presión mayor a la atmosférica. Estas fallas en algunos casos puede ser advertidas con poca antelación.

Actualmente el problema de la fragilización se remedia principalmente de dos maneras: recubriendo los elementos de soporte o contención que están en contacto con el fluido de trabajo o utilizando acero inoxidable, el cual interacciona de forma despreciable con el hidrógeno debido a su bajo contenido de carbono.

Por lo anterior se descarta el uso de este gas en el presente trabajo, para así no aumentar la complejidad del mismo.

2.5.5. Parámetros adimensionales

Como se ha visto, la optimización del desempeño de un motor Stirling depende de parámetros como la transferencia de calor de los IC , factores geométricos, el gradiente térmico y presión en el sistema. Para su ponderación, estas variaciones se pueden concentrar en 4 parámetros principales del motor:

$\tau = T_k/T_h$: Razón de temperaturas de la fuente caliente (heater) y sumidero frío (cooler).

$\kappa = V_c/V_e$ Razón entre el espacio barrido en el espacio de compresión y expansión.

$\chi = V_D/V_e$: Razón entre el espacio constituido por los volúmenes muertos en los IC y ductos de conexión versus el volumen barrido por el espacio de expansión.

$\alpha \Rightarrow V_c(x); V_e(x - \alpha)$: Ángulo de desfase entre el período de movimiento del pistón de potencia y desplazador

Aunque el valor del desfase del movimiento α puede variar, comúnmente se utiliza un ángulo de 90 grados. En el prototipo por simplificación se dejará este valor fijo. En el caso de χ y κ estos parámetros deben ser determinados en la etapa de diseño por la dificultad de modificarlos una vez construido el motor.

Si se utiliza el modelo de isotérmico de Schmidt, el cual se explica en la sección 2.6.1, se pueden realizar algunas correlaciones entre estos parámetros. Cabe remarcar que las tendencias de estos parámetros se mantienen para modelos de ordenes superiores.

En la figura 2.20 se ve que el parámetro κ , manteniendo los otros parámetros constantes, resulta tener un máximo dependiente del τ dado para el parámetro de potencia descrito en la literatura $P/(p_{max} V_t)$ [28]. Esto quiere decir que no existe un solo valor óptimo de κ para distintas temperaturas, ya que depende de la combinación de los demás parámetros.

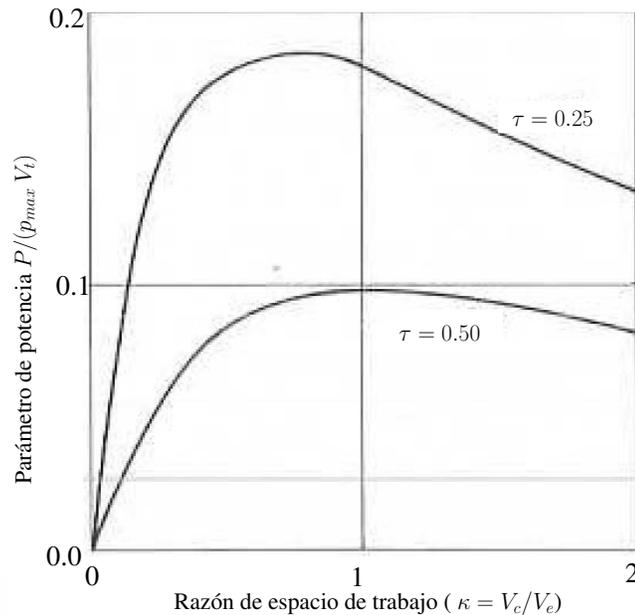


Figura 2.20: Efecto del κ en la potencia, con valores constantes de α y χ [28]

En la figura 2.21 se puede ver el efecto de χ en la potencia obtenida, donde el valor de la potencia tiende sólo a decrecer con un aumento en el volumen muerto. Esto es debido a que el rango de compresión disminuye, por esto, el espacio muerto debe ser minimizado al máximo.

2.6. Modelos Termodinámicos para motores Stirling

Como se presentó en la sección 2.4.2 podemos dividir a los modelos dentro de los de primer, segundo y tercer orden. En este trabajo se utilizarán los modelos de segundo orden basados en el trabajo de Vidal y Navarrete [1, 2].

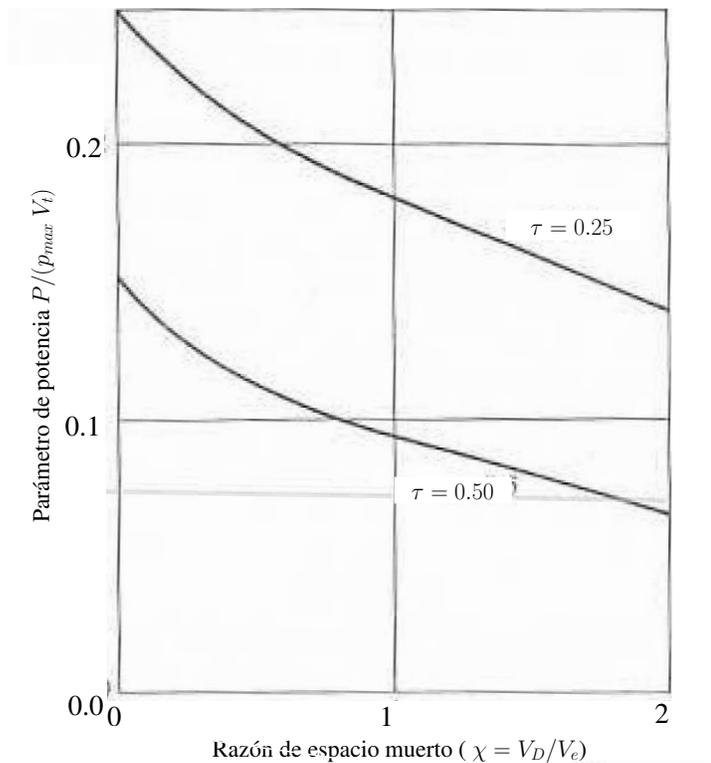


Figura 2.21: Efecto de la tasa de espacio muerto χ en la potencia. [28]

2.6.1. Modelo Isotérmico de Schmidt

Gustav Schmidt publicó en 1871 uno de los primeros análisis del ciclo Stirling, el cual por medio de ecuaciones analíticas representa un ciclo Stirling ideal. Por esto, sólo sirve como primera aproximación al desempeño de un motor de este tipo.

Los principales supuestos de este modelo son los siguientes [24]:

1. Todas las etapas se comportan de forma ideal: Son reversibles, No existen fugas del fluido de trabajo ni pérdidas de carga, el gas se comporta en forma ideal, el proceso de regeneración es perfecto y no existen gradientes de temperatura en los intercambiadores de calor (intercambio perfecto).
2. La velocidad de la máquina es constante y los procesos tienen comportamiento estacionario.
3. La variación del volumen en los espacios de trabajo es sinusoidal.
4. El pistón de potencia y su cilindro tienen una temperatura constante.
5. La temperatura en el heater y espacio de expansión es constante a T_h
6. La temperatura en el cooler y espacio de compresión es constante a T_k
7. La temperatura en el regenerador y espacios muertos es constante a T_d

Con estos lineamientos se puede obtener una expresión del cambio en la presión del gas en función de las variaciones volumétricas y las temperaturas impuestas. Desde aquí se puede

tener un estimado de la potencia de salida del motor modelado. Cabe destacar que aunque este modelo no entregue una solución realista, si permite comparar desempeños entre diferentes modelamientos.

El modelo se compone de 5 secciones interconectadas como muestra la figura 2.22: espacio de compresión c , cooler k , regenerador r , heater h y espacio de expansión e , con las temperaturas expresadas en los supuestos del modelo.

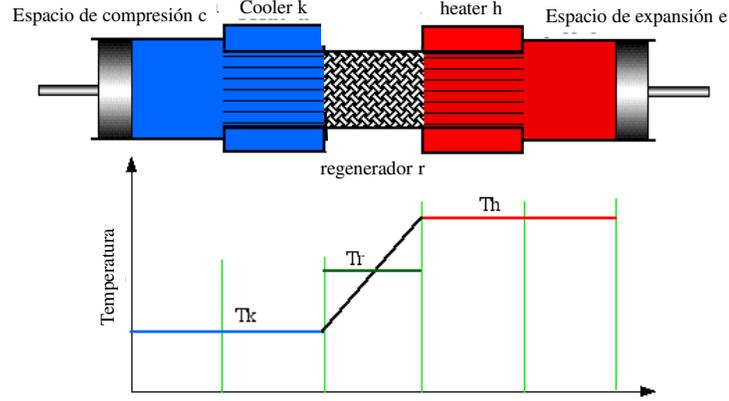


Figura 2.22: Modelo Isotérmico (adaptado de [5])

En general las ecuaciones para un sistema isotérmico son las siguientes:

Presión

$$p = \frac{MR}{\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}} \quad (2.11)$$

Donde la temperatura media efectiva del regenerador se escribe según la diferencia logarítmica de temperatura $T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln(T_h/T_k)}$.

Calor transferido

$$Q_e = W_e = \oint p \left(\frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (2.12)$$

$$Q_c = W_c = \oint p \left(\frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta \quad (2.13)$$

Trabajo total

$$W = W_e + W_c \quad (2.14)$$

Eficiencia

$$\eta = W/Q_e \quad (2.15)$$

La diferencia del trabajo expresamente analítico de Schmidt (para su desarrollo, ver referencias [5, 24]), las integrales 2.12 y 2.13 y el cambio volumétrico son calculados por el modelo numérico utilizado en este trabajo.

2.6.2. Modelo Adiabático

Modelo mas cercano a la realidad que el isotérmico, este asume que las paredes del espacio de compresión, expansión y regenerador son adiabáticos, por lo que todo el intercambio térmico ocurre en el heater y cooler. Nuevamente se asume que el regenerador funciona de forma perfecta y que los gases una vez que salen de los ICs hacia los volúmenes de trabajo lo hacen con la temperatura de los primeros.

Una vez dentro de los espacios de trabajo, al ser estos adiabáticos, la temperatura se ve obligatoriamente modificada con el cambio de volumen y presión. El modelo adiabático, por su configuración, no tiene una solución analítica.

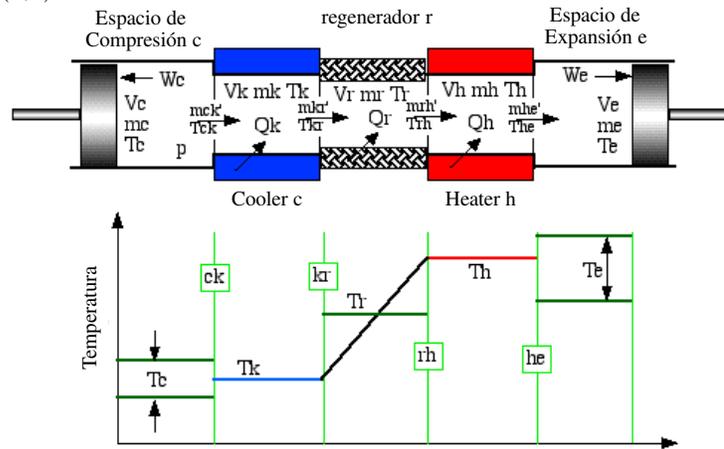


Figura 2.23: Modelo Adiabático (adaptado de [5])

Este modelo divide el motor en 5 subsistemas: Volumen de espacio de expansión y compresión, regenerador, cooler y heater. Todos ellos interactúan mediante su temperatura y flujo másico como aparece en la figura 2.23, manteniéndose una presión constante en todo el sistema. Cabe destacar que las temperaturas en los intercambiadores de calor se asumen constantes.

En las ecuaciones del modelo numérico, descritas a continuación, cada término se identifica según subíndices con la letra relativa al subsistema. En variables que involucren más de un subsistema se utilizan los subíndices de ambas secciones según la dirección de su flujo. Por ejemplo, la temperatura en la interfaz regenerador-heater con flujo en dirección al heater se escribirá T_{rh} y T_{hr} en caso contrario. Se define además para las siguientes ecuaciones, el operador derivativo $\mathbf{d} = d \cdot / d\theta$ donde θ corresponde ángulo del ciclo.

La energía que fluye por los subsistemas se define en términos del flujo másico por ángulo del ciclo desde la sección i a la sección contigua j ($m'_{ij} = dm_{ij}/d\theta$), donde la dirección del flujo se impone de forma positiva desde el espacio de compresión al de expansión. El trabajo

realizado se calcula según la variación volumétrica de los espacios de trabajo generada por el intercambio de calor en el sistema.

Este modelo al igual que el isotérmico, supone un comportamiento del gas como ideal y no toma en cuenta pérdidas de carga en el fluido, ni la pérdida de masa por concepto de fugas del fluido de trabajo.

A continuación se resumen las principales ecuaciones utilizadas en el modelo. Para un desarrollo mas extenso ver los trabajos de Martini [29] y Vidal [1].

Presión

$$p = \frac{M R}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}} \quad (2.16)$$

$$dp = \frac{-\gamma p (dV_c/T_{ck} + dV_e/T_{he})}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}} \quad (2.17)$$

$$\text{Con } \gamma = \frac{C_p}{C_v}.$$

Masa en el sistema

$$m_i = p \frac{V_i}{RT_i} \quad (2.18)$$

$$dm_j = \frac{m_j dp}{p} \quad (2.19)$$

Donde $i = \{h, k, r, e, c\}$, $j = \{h, k, r\}$.

$$dm_e = \frac{p dV_e + V_e dp / \gamma}{RT_{eh}} \quad (2.20)$$

$$dm_c = \frac{p dV_c + V_c dp / \gamma}{RT_{ck}} \quad (2.21)$$

flujo másico

$$m'_{ck} = -dm_c \quad (2.22)$$

$$m'_{ck} = m'_{ck} - dm_k \quad (2.23)$$

$$m'_{he} = dm_e \quad (2.24)$$

$$m'_{rh} = m'_{he} + dm_h \quad (2.25)$$

Temperaturas entre subsistemas

$$T_{ck} = \begin{cases} T_c & m'_{ck} > 0 \\ T_k & \sim \end{cases} \quad (2.26)$$

$$T_{he} = \begin{cases} T_h & m'_{he} > 0 \\ T_e & \sim \end{cases} \quad (2.27)$$

Temperaturas

$$dT_c = T_c(d p/p + dV_c/V_c - dm_c/m_c) \quad (2.28)$$

$$dT_e = T_e(d p/p + dV_e/V_e - dm_e/m_e) \quad (2.29)$$

Flujos de calor

$$dQ_k = V_k d p c_v / R - c_p (T_{ck} m'_{ck} - T_{kr} m'_{kr}) \quad (2.30)$$

$$dQ_r = V_r d p c_v / R - c_p (T_{kr} m'_{kr} - T_{rh} m'_{rh}) \quad (2.31)$$

$$dQ_h = V_h d p c_v / R - c_p (T_{rh} m'_{rh} - T_{he} m'_{he}) \quad (2.32)$$

Trabajo realizado

$$W = W_c + W_e \quad (2.33)$$

$$dW = dW_c + dW_e \quad (2.34)$$

$$dW_c = p dV_c \quad (2.35)$$

$$dW_e = p dV_e \quad (2.36)$$

Eficiencia

$$\eta = W/Q_e \quad (2.37)$$

Considerando entonces el set de ecuaciones anterior y la no linealidad del problema, este se resuelve de forma numérica como sigue:

- La configuración geométrica del motor define los volúmenes de los espacios de trabajo e ICs, en función de la posición angular del ciclo stirling.
- El fluido de trabajo utilizado define su caracterización (R, C_p, C_v y γ)
- Las temperaturas de los IC se definen por las condiciones de operación, con $T_r = (T_h - T_k)/\ln(T_h/T_k)$ como temperatura media efectiva del regenerador.
- La masa del gas se obtiene desde el modelo de Schmidt, según la presión y temperatura de ingreso al sistema.

Para resolver el set de ecuaciones, se trata al sistema con un flujo másico estacionario (cuasi-estacionario) para un intervalo $d\theta$ del ciclo, desde donde a partir de las condiciones iniciales del ciclo se integran las ecuaciones descritas para todo el ciclo, teniendo como condición que la última solución debe igualar a la primera para la continuidad del proceso. Para esto último se utiliza el método de interpolación Runge-Kutta de 4to orden.

2.6.3. Modelo adiabático con pérdidas

Con el modelo adiabático existente, el profesor Urieli realizó correcciones con el fin de evaluar con una mayor exactitud la transferencia de calor entre los IC y el fluido y las pérdidas de carga que estos conllevan.

Para esto se utilizó nuevamente el supuesto de un flujo cuasi-estacionario, al referirse a las interacciones de transferencia de calor y pérdida de carga, utilizándose ecuaciones y relaciones para flujos con régimen permanente. De esta manera se realiza una aproximación gruesa a las interacciones reales del fluido de trabajo, por esto este método es llamado «Simple» .

Con respecto al intercambio de calor, la temperatura de un IC no ideal difiere a la del fluido de trabajo, obteniéndose mediante ecuaciones representativas una temperatura de fuente T_h o T_k en contraste con una temperatura de pared para el intercambiador de T_{wh} o T_{wk} . Esto implica que la diferencia de temperaturas real de intercambio para el ciclo termodinámico, es inferior que la de la fuente ($T_{wh} - T_{wk} < T_h - T_k$), disminuyendo el trabajo potencialmente realizado (figura 2.24).

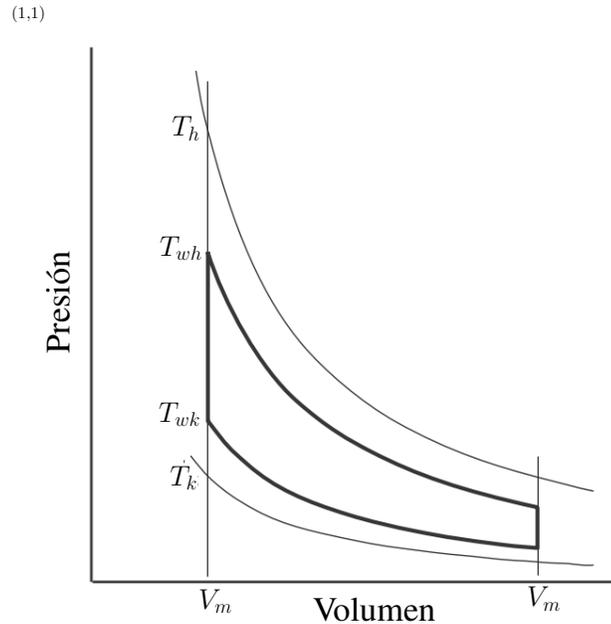


Figura 2.24: Diferencias en el área del diagrama indicado entre las paredes del intercambiador y el fluido de trabajo (adaptado de [36]).

Intercambio de calor

El modelo de intercambiador utilizado es el adoptado por Vidal , que consiste en un banco de tubos con aletado anular independiente entre cada tubo, ya que este provee mejor transferencia de calor que el caso con aletas de placas planas [1]. El calor aportado se calcula con la ecuación 2.38

$$\dot{Q} = A_{ext} \bar{h} (T_{gas} - T_s) \quad (2.38)$$

Donde la temperatura se ajusta diferencialmente junto con el flujo de calor desde el intercambiador, como se explica en la sección 2.6.2. El coeficiente convectivo de este intercambiador de calor se puede calcular a partir del número adimensional de Nusselt:

$$Nu = \frac{\bar{h}d}{k} \quad (2.39)$$

Para obtener el coeficiente convectivo promedio se usa la siguiente correlación [1]:

$$Nu = 0,38 Re^{0,6} Pr^{1/3} \left(\frac{A_{tubos} + A_{aletas}}{A_{tubos}} \right)^{-0,15} \quad (2.40)$$

A_{tubos} corresponde al área externa de los tubos, sin considerar las aletas, A_{aletas} corresponde al área total agregada de las aletas. $Pr = \frac{C_p \mu}{k}$ donde C_p , μ y k , son la capacidad calórica, viscosidad y conductividad térmica del fluido de trabajo. Re Es el número de Reynolds medido con respecto al diámetro externo del tubo y velocidad máxima de flujo.

Para el regenerador se utiliza el modelo de mallas apiladas impuesto desde la literatura [5], donde la pérdida de calor por la efectividad del elemento Q_R se pueden escribir :

$$\dot{Q}_R = m'_r C_p (T_{wH} - T_{wK})(1 - \varepsilon) \quad (2.41)$$

Donde ε es la efectividad del regenerador que viene dada por el numero de unidades de transferencia NTU :

$$NUT = \left(0,46 \frac{Re^{-0,4}}{Pr} \right) \frac{A_{wr}}{2A_r} = St \frac{A_{wr}}{2A_r} \quad (2.42)$$

Donde St es el número de Stanton, A_{wr} es el área mojada del regenerador y A_r es el área de flujo libre del regenerador. Finalmente la efectividad se escribe como:

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (2.43)$$

Pérdida de carga

La pérdida de carga se modela de la misma manera para los tres sistemas de intercambio de calor:

$$\Delta P = \frac{2fr\mu uV}{d_h^2 A} \quad (2.44)$$

El flujo se asume turbulento para todos los regímenes de operación. Según esto, se utiliza la relación de Blasius para el factor de fricción de Reynolds (fr en los ICs: $fr = 0,0791 Re^{0,75}$). Por otra parte para un regenerador de mallas apiladas este factor se formula como: $fr = 54 + 1,43 Re^{0,78}$ [5].

Para la modelación termodinámica del prototipo, se utiliza un modelo adiabático con pérdidas. Se utiliza para la optimización iterativa un modelo en Matlab con base en el trabajo de Urieli [5], donde se ajustan los valores de las temperaturas, flujos y trabajo realizado mientras se avanza en cada ciclo.

Para esta modelación, se consideran algunas pérdidas de carga y la transferencia de calor desde los intercambiadores, tomando en cuenta las especificaciones propias de la geometría del motor diseñado, y así se utilizan estos resultados para diseñar el prototipo que se evalúa en los siguientes capítulos de este documento.

Parte I

Modelación Numérica

Capítulo 3

Modelo numérico utilizado

En la modelación realizada en los capítulos 4 y 5 de este trabajo, se utilizó como base un modelo adiabático con pérdidas, con base en archivos de código Matlab propuesto por Urieli, y algunas modificaciones de las realizadas por Vidal [1].

El modelo numérico genera, según los parámetros utilizados en la caracterización de un motor del tipo Stirling, una simulación de un funcionamiento estacionario a una frecuencia de ciclo dada. Al aplicar esta simulación a distintas frecuencias se puede construir curvas de potencia y torque para distintas condiciones de operación, como por ejemplo, según la presión en el sistema o el gradiente térmico utilizado. El código final usado se entrega en el anexo B y el funcionamiento del código se explica en el anexo A.

Los cambios realizados al código existente son los siguientes, y se explican para futuras modificaciones:

- Modificación de ecuaciones que gobiernan la interacciones entre los elementos del modelo (Coeficientes convectivos, propiedades físicas, entre otras).
- Adición de parámetros dependientes de elementos del prototipo que se quiere modelar (ecuaciones diferenciales de movimiento para el fluido de trabajo, geometría de ICs, carcasa motor y sistema de transmisión).
- Uso de archivos de entradas y salidas independientes al código para un análisis más rápido: configuración de la simulación, visualización de resultados y almacenamiento de datos.

3.1. Modificación de parámetros

El ingreso de los parámetros se realiza mediante el archivo «*config.txt*» (figura 3.1) donde al escribir «*y*» (yes) en la línea 3 se construye el archivo con los parámetros del motor deseados. Los valores necesarios de este archivo son consultados, con sus respectivas dimensiones, por línea de comando al correr la simulación. Las preguntas realizadas en la línea de comando provienen del código de los archivos «*engine.m*», «*regen.m*», «*heatex.m*» y «*gas.m*», desde donde se pueden agregar y/o modificar los elementos, según se tenga alguna otra geometría o ecuación representativa del fenómeno que se modela. Una vez creado el archivo de configuración para un motor, este puede ser modificado en sus valores según se necesite para realizar

un análisis de sensibilidad al sistema.

```

1 Initial RPM =100
2 RPM step = 50
3 New engine data interface (dont run any simulation) [y/n] = n
4 Already created engine filename = motorJISLiteracion
5 Show Torque (work) plot [y/n] = n
6 Show temperature plot of the simple simulation [y/n] = n
7 Show PV diagram = n
8 Show energy vs crank angle plot = n
9 Show loss plots [y/n] = n
10 Show power per RPM plot [y/n] = y

```

Figura 3.1: archivo «configuracion.txt»

Ahora, si al contrario se escribe «*n*»(no) el modelo numérico procede a leer el archivo existente con el nombre escrito en la línea 4. El formato de este archivo es el mostrado en la figura 3.2 para un motor genérico. Como ya se mencionó las dimensiones de estos valores se explicitan al momento de ser creado el archivo.

```

1 Engine type:      g                % tipo de motor
2 -Cooler Type:     e                % Tipo de IC para cooler (pipe external flow)
3 3.810e-002        % Diámetro de ductos
4 0.500e-002        % Separación
5 2.3e-001          % Altura IC
6 0.0032            % Largo Aletas
7 0.01              % Separación axial de aletas
8 -Regenerator Type: j              % Tipo de regenerador
9 2.000e-003        % Espesor carcasa del regenerador
10 1.000e-001        % Altura Regenerador
11 Matrix type:     m                % Tipo de matriz (Mesh)
12 0.86              % Porosidad malla
13 1.000e-003        % Diámetro del alambre
14 -Heater Type:    e                % Tipo de IC para heater(pipe external flow)
15 3.810e-002        % Diámetro de ductos
16 1.000e-002        % Separación
17 2.3e-001          % Altura IC
18 0.0032            % Largo Aletas
19 0.01              % Separación axial de aletas
20 -Gas Type:       ai               % Tipo de gas
21 100000.0          % Presión media
22 293.0             % Temperatura sumidero frío
23 415.0             % Temperatura fuente caliente

```

Figura 3.2: archivo descriptivo de un motor modelado

La simulación obtiene resultados con la configuración usada a distintas rpm, las líneas 1 y 2 del archivo de configuración indican respectivamente las *rpm* iniciales de funcionamiento para el primer caso simulado y el paso de incremental de revoluciones a usar para los siguientes casos. Sin embargo aunque se puede interrumpir la caracterización en las distintas rpm, esta se detiene automáticamente al alcanzar el primer valor negativo de potencia, que es cuando la energía necesaria para su funcionamiento es mayor que la que puede entregar el ciclo.

3.2. Resultados entregados

Si se utilizan las opciones del archivo «*config.txt*», también se puede revisar en cada iteración gráficamente los resultados que ofrece el modelo de potencia, pérdidas, transferencia

de calor y además de otros fenómenos (figura 3.3).

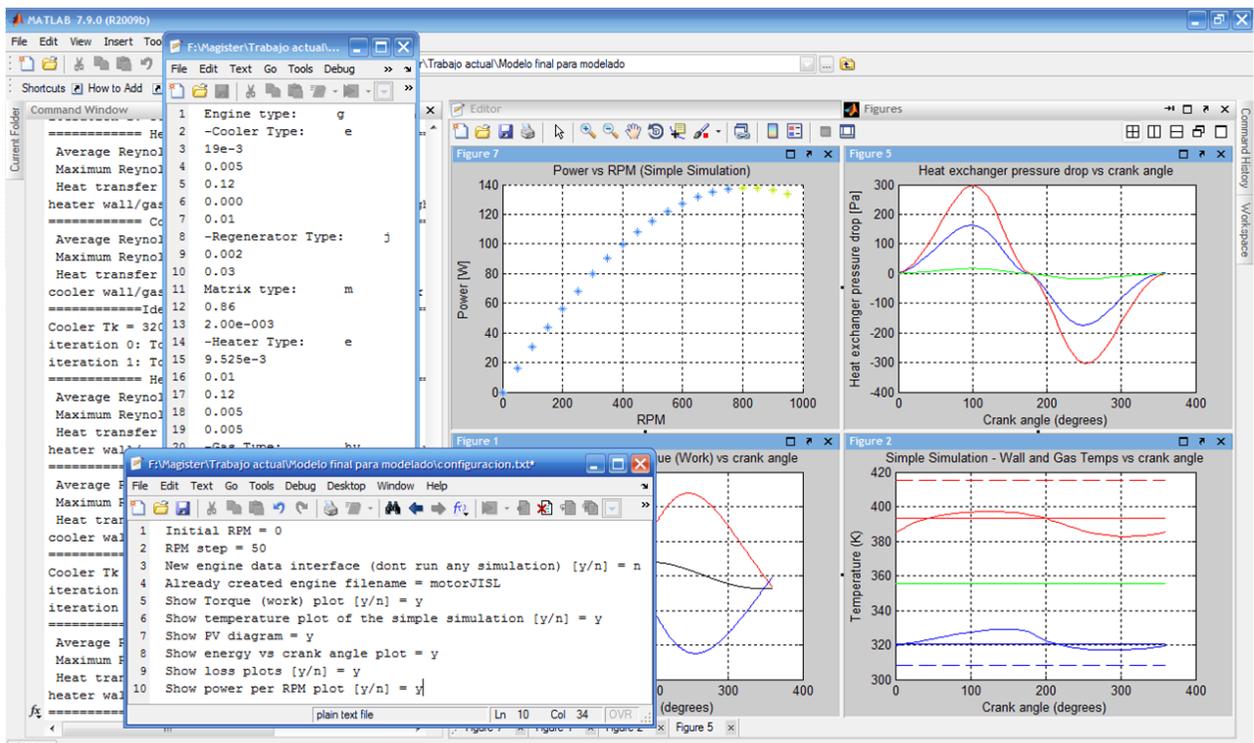


Figura 3.3: Ejemplo información en pantalla

Por otra parte, los resultados provenientes desde el archivo *simple.m* se guardan respectivamente en: el archivo *resultados.txt*, donde quedan tabulados independientemente para cada iteración (figura 3.4); y en el archivo *Datostorque.txt*, que almacena la curva de torque instantánea de la última iteración según rpm realizada (figura 3.5).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20						
	RPM	P_mean[kPa]	P_adm	P_schd	P_adb	P[W]	Ploss [W]	Vole[cc]	Volc[cc]	kappa	X	Qh_ideal [J]	Qh_actual [J]	Qk_ideal [J]	W_cycle [J]	Eff_actual	regen	twk[K]	tk[K]	th[K]	twh[K]	Tau			
3																									
4	10	1.313e+005	7.413e-004	1.637		2.658	1.866	0.001	4337.361			4671.896	1.077	2.343	35.5	1050.7	-27.1	11.19	0.011	303.0000		307.0278	524.8195	533.0000	0.5850
5	20	1.313e+005	1.455e-003	3.274		5.317	3.663	0.005	4337.361			4671.896	1.077	2.343	35.3	1032.8	-27.1	10.99	0.011	303.0000		308.3158	522.2552	533.0000	0.5904
6	30	1.313e+005	2.151e-003	4.911		7.975	5.416	0.015	4337.361			4671.896	1.077	2.343	35.2	1019.8	-27.1	10.83	0.011	303.0000		309.2527	520.4057	533.0000	0.5943
7	40	1.313e+005	2.832e-003	6.548		10.633	7.131	0.032	4337.361			4671.896	1.077	2.343	35.1	1009.2	-27.1	10.70	0.011	303.0000		310.0160	518.9085	533.0000	0.5974

Figura 3.4: Ejemplo de información entregada por *resultados.txt*

Finalmente cabe destacar la posibilidad que entrega el código para agregar otras opciones en la geometría del motor, tipo de ICs y regenerador, y más aún, agregar nuevos tipos de estos elementos y el efecto de otros elementos nuevos en el desempeño final.

```
1 Torque_para 300 RPM
2 Ang[Rad] Torque/dtheta [Nm/rad]
3 0.017 0.000
4 0.035 -45.727
5 0.052 -45.460
6 0.070 -45.181
7 0.087 -44.890
8 0.105 -44.587
9 0.122 -44.272
10 0.140 -43.946
11 0.157 -43.609
12 . .
13 . .
14 . .
```

Figura 3.5: Ejemplo de información entregada por «datostorque.txt»

Capítulo 4

Diseño del prototipo testeado

El modelo testeado es un motor del tipo *Gamma* (ver sección 2.2.3) lo que facilita realizar en un prototipo real cambios futuros en cualquiera de sus elementos constructivos. En la figura 4.1 se presenta una vista del motor modelado.

Se utilizó como parámetro básico, que el motor sea compacto en sus dimensiones, quedando como objetivo que la potencia sea máxima para el prototipo diseñado a un bajo nivel de revoluciones para evitar el aumento de pérdidas mecánicas y de carga.

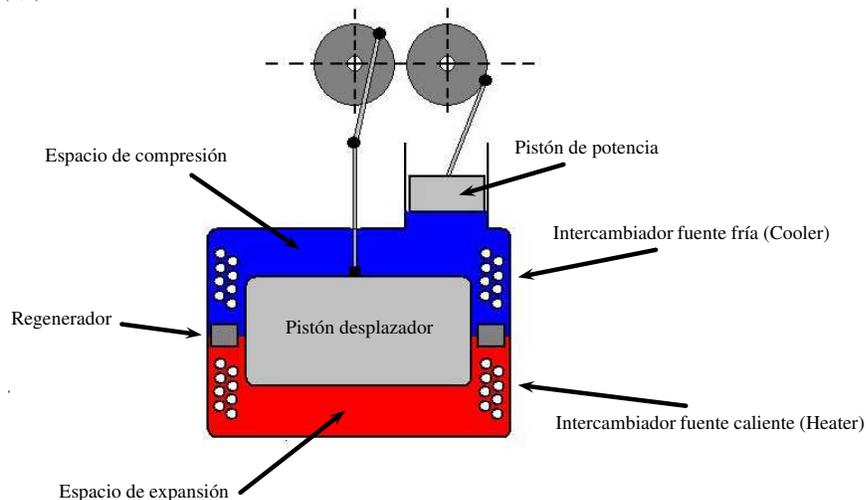


Figura 4.1: Vista esquemática del motor a construir

4.1. Estructura básica

La estructura básica está basada en trabajos anteriores realizados en la Universidad [1, 2], donde su forma está enfocada a ser de fácil confección al utilizar materiales y elementos comúnmente encontrados. Para una descripción simple, el diseño de motor lo podemos descomponer en tres tipos de elementos según su función: interacción mecánica con el fluido de trabajo, transmisión de trabajo y transferencia de calor.

La interacción mecánica la realizan dos elementos: el llamado desplazador (P_d), que se

ubica en la recámara principal y traslada el aire a través de los IC y el pistón de potencia (P_p), ubicado en la zona de compresión, el cual transmite el trabajo generado por el motor hacia el sistema de transmisión mecánico.

La transmisión mecánica se compone por un eje principal, un sistema biela-manivela que transmite el trabajo desde y hacia el motor y volantes de inercia que permiten disminuir las fluctuaciones en la velocidad de salida del eje.

El intercambio de calor se compone para la fuente caliente de una serie de resistencias eléctricas aletadas dispuestas en forma de anillos concéntricos y el sumidero frío de un intercambiador de tubos de cobre. El regenerador, si es que la modelación da cuenta que es útil, se compone de secciones de malla de acero inoxidable apiladas entre la zona caliente y fría.

El uso de resistencias eléctricas tiene el objetivo de poder obtener la energía entrante de manera simple y directa, no siendo restrictivo para que en futuro caso se pueda modificar este sistema hacia otros sistemas de generación de calor.

4.2. Caracterización inicial del motor

4.2.1. Parámetros iniciales

El diseño de este motor se realiza con el objetivo de maximizar la potencia, mediante una optimización iterativa de los parámetros geométricos del motor. Se mantuvo así un trabajo por ciclo W_{ciclo} mínimo para asegurar su funcionamiento bajo todas las velocidades de giro. En la tabla 4.1 se dictan las condiciones bajo las cuales se analizó inicialmente el prototipo y optimizó la potencia.

Como caso base para el análisis de sensibilidad de las demás parametrizaciones utilizadas, se usó una diferencia de temperatura de 150 C entre la fuente de calor y el sumidero, una presión de 100[kPa] (1 bar) en el sistema y aire como fluido de trabajo. La optimización es realizada bajo estos parámetros, apuntando a que el prototipo genere trabajo aún en el peor caso de desempeño esperable.

Tabla 4.1: Condiciones iniciales para diseño de motor

Tipo de Motor	Gama
Fuente Caliente / Temperatura	Resistencia eléctrica aletada / 170C
Fuente Fría / Temperatura	Agua en serpentín de cobre / 20C
Regenerador / Porosidad	Malla de Acero Inoxidable / 0,86
Presión inicial	100[kPa]
Gas de trabajo	Aire
Diámetro Nominal	300[mm]
Desfase entre pistones	90[grados]
Altura nominal carcasa motor	300[mm]
Trabajo por ciclo	Mayor a 4[J].
Eficiencia mecánica	80 %

4.2.2. Elementos estructurales por parámetros

Con los parámetros entregados en la sección 4.2.1, se buscan elementos mecánicos que cumplan con las condiciones señaladas acotándose a una disponibilidad expedita en el mercado.

Carcaza (diámetro) Uso de una cañería de acero $A - 53$ de 12", Schedule 20 (6,4[mm] de espesor), con lo cual el diámetro interno efectivo es de 317,5.

Resistencia Eléctrica Uso de una resistencia blindada de 10[mm] de diámetro y con aletas de 5[mm] dispuestas axialmente cada 5[mm], la cual puede ser moldeada con la forma necesaria para la carcasa.

Malla de acero Uso de una malla de acero inoxidable con el valor de porosidad encontrados por Vidal (86 %).

Cilindro de pistón potencia Este elemento debido a su uso, debe ser un cilindro bruñido y rectificado para evitar que sea una fuente de fugas del fluido de trabajo. Se utilizó debido a su facilidad de obtención, una camisa de cilindro de un motor Diésel para camiones pequeños. Este Cilindro acota el dimensionamiento del diámetro interno ($D_{i \text{ piston}}$) a de 90[mm] y una altura total de 170[mm].

A continuación se presentan los parámetros geométricos iniciales en la tabla 4.2. El resto de los valores fueron estimados como un 40 % de los valores presentados por el diseño de Vidal, a excepción de los ya acotados por la tabla 4.1 y resto de la sección 4.2.2.

Tabla 4.2: Parámetros geométricos iniciales

Pistón de potencia	Diámetro X Carrera [mm]	90 X 80
	Vol. Espacio Compresión [cm^3]	2062
	Largo Biela [mm]	30
	Altura espacio muerto por carrera [mm]	4
Desplazador	Diámetro X Carrera [mm]	250 X 80
	Vol. Espacio Expansión [cm^3]	1885
	Largo Biela [mm]	23
	Altura espacio muerto por carrera [mm]	4
Sistema de enfriamiento	Material	Tubos de cobre
	Diam. Exterior [mm]	9.525 (3/8")
	Espaciado entre tubos [mm]	10
	Espacio libre [cm^3]	5209
	Altura total [mm]	120
	N° vertical X N° Horizontal	6 X 2
Sistema de Calentamiento	Material	Tubo aletado Acero inoxidable
	Diam. exterior tubo [mm]	10
	Diam. tubo con aletas [mm]	20
	Espaciado axial entre aletas [mm]	5
	Espaciado entre tubos [mm]	10
	Espacio libre [cm^3]	5611
	Altura total [mm]	120
	N° vertical X N° Horizontal	4 X 1
Regenerador	Altura [mm]	60
	Diam. alambre [mm]	1
	porosidad [%]	86
	Espacio libre [cm^3]	2464
Carcaza	Altura [mm]	300
	Diám. Interior	317.5
	Conductividad térmica [W/mK]	0.19
	Espesor [mm]	6.4

Capítulo 5

Optimización del prototipo

Con el objetivo de maximizar la potencia obtenible, se procedió a optimizar los elementos del motor mediante un análisis de sensibilidad de las dimensiones de los elementos antes detallados.

A partir del estado inicial del prototipo con los parámetros de la tabla 4.2, se obtuvo una potencia máxima de $11,97[W]$ a $700[rpm]$ tal como muestra la curva de potencia en la figura 5.1 y la tabla 5.1 de valores adimensionales característicos para el problema.

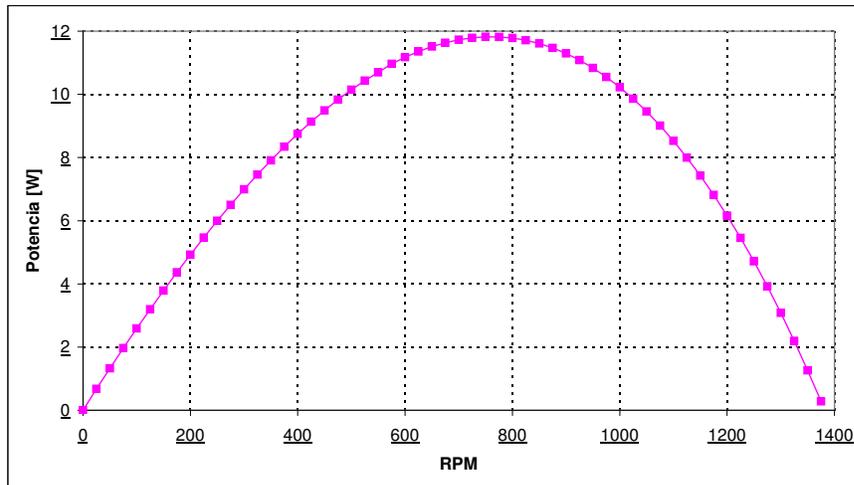


Figura 5.1: Curva de potencia para caso base

Tabla 5.1: Tabla Valores característicos motor

κ	1.09
χ	7.05
Factor de compresión	1.06
Trabajo por ciclo [J]	0.95
Máxima potencia [W] / rpm	11.90 / 750

El primer problema que denota un motor de estas características es el bajo valor del

trabajo útil. En segundo lugar, el alto valor de las rpm y las pérdidas por roce asociadas dificultan que se alcance este valor a partir de trabajos por ciclo de 1 Joule.

Como primera aproximación, se procede a disminuir el valor de χ , representativo de la proporción de espacio muerto causada por los intercambiadores de calor.

5.1. Análisis Intercambiadores

Con la disminución del volumen de los IC aumentando el tamaño del desplazador, se encontró que el valor de χ disminuye de manera cuadrática con el diámetro del desplazador (Figura 5.2), mientras que el trabajo por ciclo aumentó de manera similar.

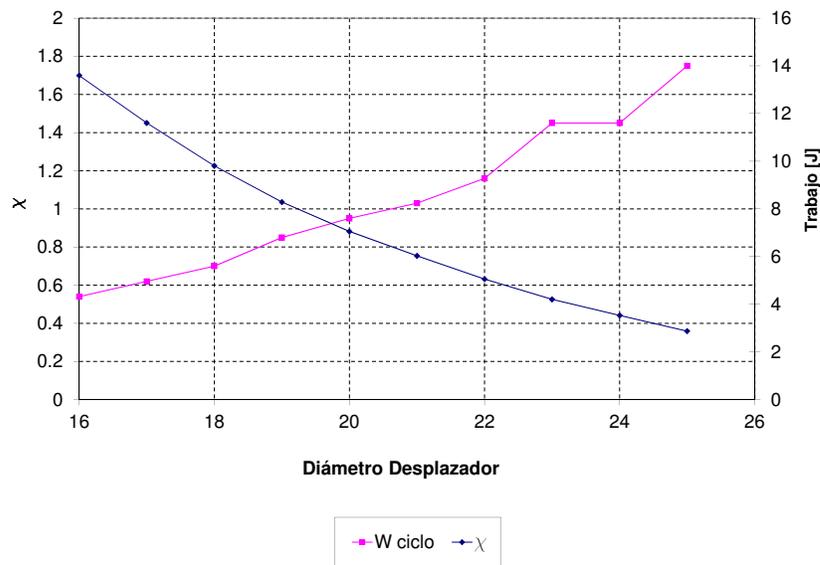


Figura 5.2: Gráfico de χ y W_{ciclo} vs ϕP_d

Entonces, al modificar el diámetro de los tubos del intercambiador frío, el número de tubos necesarios para el mismo espacio también lo hace tal como lo muestra la tabla 5.2, para valores típicos de tuberías de cobre.

Aún con estas variaciones en el número de tubos, se encuentra que el valor de la potencia peak mantiene una magnitud constante, sólo disminuyendo las rpm necesarias (Figura 5.3). Simultáneamente, el trabajo muestra un aumento sostenido al disminuir χ (Figura 5.4).

Con estos resultados se concluye que al aumentar el diámetro del desplazador se aumenta el trabajo por ciclo y bajarán las rpm máximas. Además, si a su vez se incrementa el diámetro de los ductos se simplifica el diseño del sistema, sin afectar lo primero.

Se opta por un diseño con un desplazador de diámetro $230[mm]$ y un ducto de $3/4''$ para el IC de cobre, dejando un espacio anular con $40[mm]$ de ancho.

Esto entregó un valor de trabajo de $1,37[J]$ y una potencia de $11,4[W]$ a $500rpm$.

Tabla 5.2: Tabla de valores de $\#$ de tubos en IC ϕP_d

	# horizontal X # vertical (cooler/heater)		
ϕP_D	D3/8"	D1/2"	D3/4"
16	3x6 2x4	2x4 2x4	2x4 2x4
17	3x6 2x4	2x4 2x4	2x4 2x4
18	3x6 2x4	2x4 2x4	2x4 2x4
19	3x6 2x4	2x4 2x4	2x4 2x4
20	2x6 1x4	2x4 1x4	2x4 1x4
21	2x6 1x4	1x4 1x4	1x4 1x4
22	2x6 1x4	1x4 1x4	1x4 1x4
23	1x6 1x4	1x4 1x4	1x4 1x4
24	1x6 1x4	1x4 1x4	1x4 1x4
25	1x6 1x4	1x4 1x4	1x4 1x4

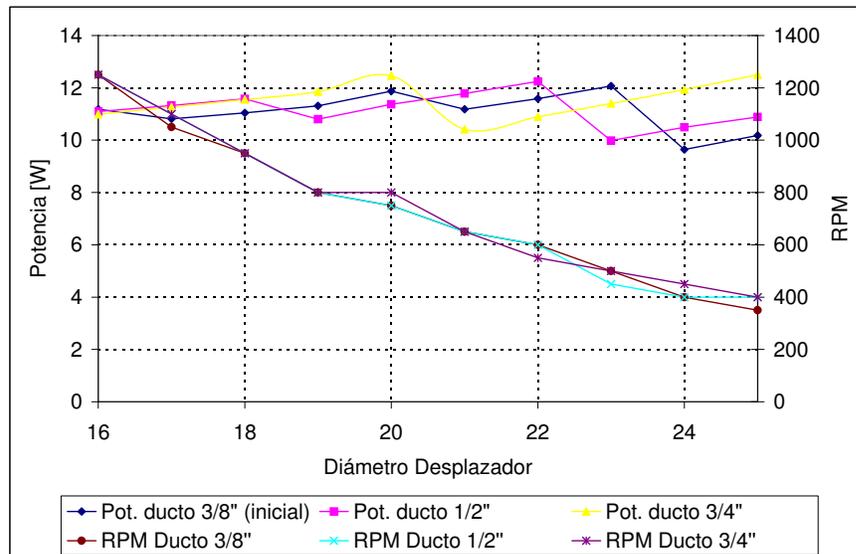


Figura 5.3: Gráfico de potencia & rpm vs ϕP_d

Con el volumen de los intercambiadores definidos, se revisa el espaciamiento de los ductos de intercambio de calor. Se asume que el espaciamiento de un intercambiador modifica de manera despreciable la transferencia de calor del otro, por lo que se analiza como si fueran independientes.

5.1.1. Análisis del Heater

Para este análisis se varía la potencia (P) y trabajo (W) según espaciamiento de los ductos indicado con e_h (Figura 5.5). En este gráfico el valor $e_h = 10[mm]$ ocupado inicialmente, se indica con un trabajo W_0 y una potencia P_0 y el resto de los valores se encuentran normalizado a estos.

En este caso debido a que el motor a construir es de baja entalpía se privilegia que tenga

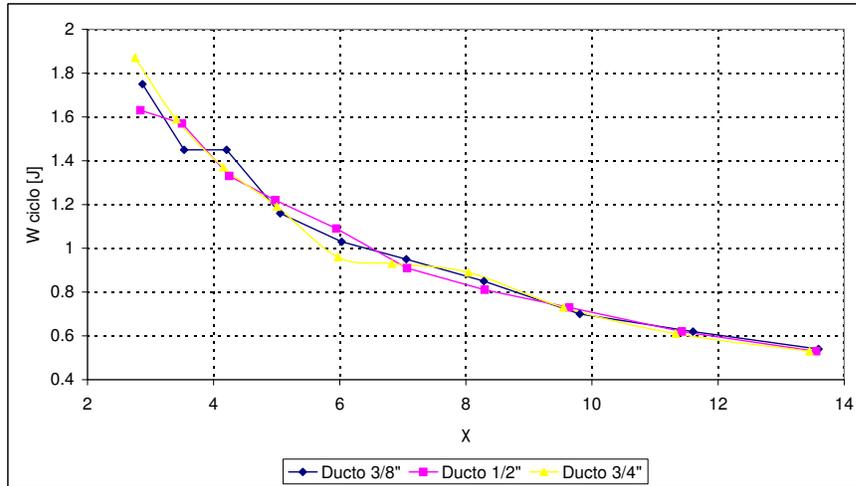


Figura 5.4: Gráfico de W_{ciclo} vs χ

un trabajo por ciclo más alto, lo que viene acompañado de una disminución de las rpm de la potencia máxima y las pérdidas mecánicas asociadas (figura 5.6). Cabe destacar que la diferencia marcada de las rpm desde el cruce de las curvas es consecuencia de pasar de un IC con un arreglo de 1X4 a uno de 1X3 tubos.

Debido a que las resistencias ocupadas en el heater son rígidas y se encuentran ya dimensionadas, se modifica el espacio entre ellas milimétricamente imponiendo un espaciamiento del heater de 8[mm]. Esto entrega un valor de trabajo de 1,45[J] y una potencia de 9,7[W] a 400rpm.

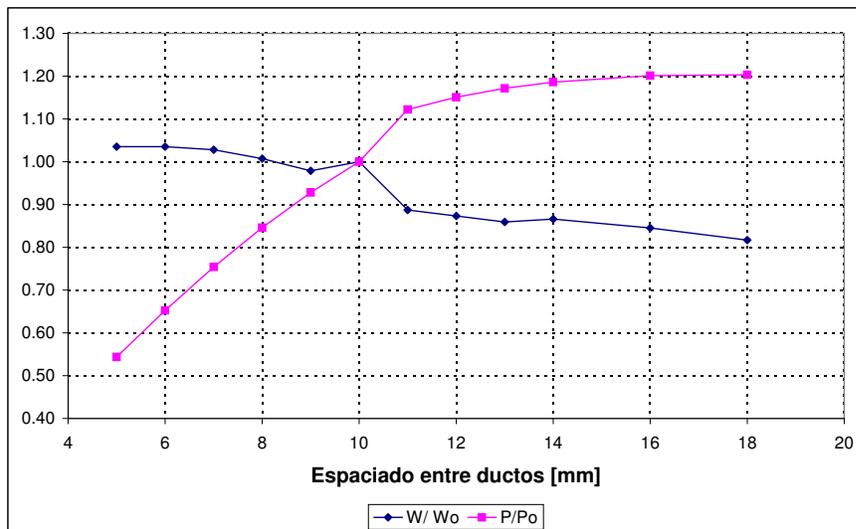


Figura 5.5: Gráfico de P & W_{ciclo} vs e_h normalizada

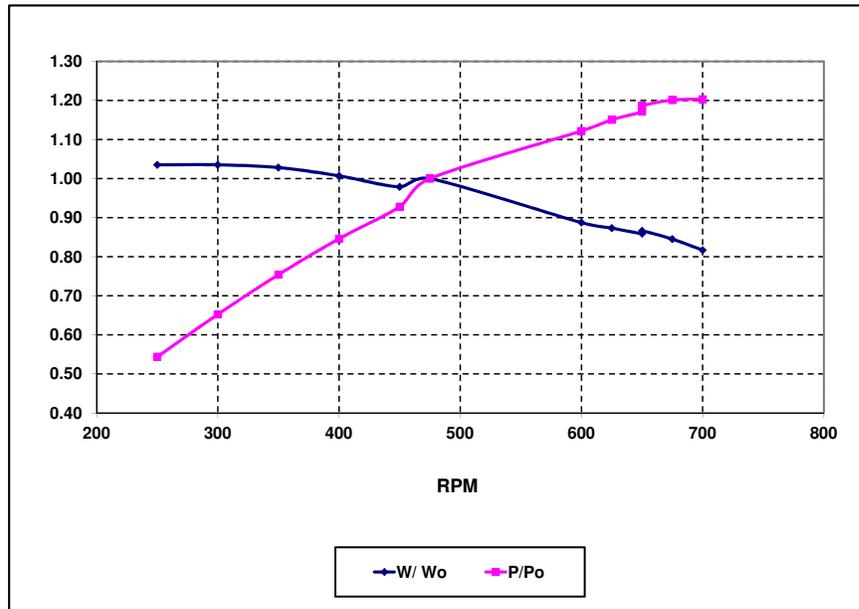


Figura 5.6: Gráfico de P & W_{ciclo} vs rpm normalizado

5.1.2. Análisis del Cooler

Al variar el espaciamiento del cooler (designado como e_k), se obtiene como resultado que la potencia y trabajo permanecieron prácticamente constantes para un arreglo de 1X4 ductos (figura 5.7), de lo que se concluye que las rpm también permanecen en el mismo rango. Para espaciamientos mayores a $e_k = 10[mm]$, el arreglo es de 1X3 ductos bajando la transferencia de calor de intercambiador.

Como se apunta a un diseño compacto, la mejor opción es ajustar las espiras del intercambiador para que tengan una separación más pequeña. Se ajusta $e_c = 5[mm]$ para que las espiras tengan un espaciamiento cercano, lo que deriva en un menor volumen muerto y por consecuencia en un menor volumen total. Esto entrega valor de trabajo de $1,47[J]$ y una potencia de $9,8[W]$ a 400 rpm.

Finalmente se encuentra que al reducir la altura del cooler y del heater a $100[mm]$, sin disminuir la potencia, se obtiene un trabajo de $1,58[J]$ y una potencia de $11,8[W]$ a 450 rpm (con arreglos de ductos de 1X4 para el cooler y 1X3 para el heater).

5.1.3. Regenerador

En la figura 5.8 se muestra como varía la potencia en función de la altura de este. Cabe notar que la caracterización de la malla utilizada resultó ser la misma realizada por Vidal en su memoria de título.

La variación resulta lineal con la disminución del volumen ocupado por el regenerador, es decir, que este elemento contribuye a aumentar la pérdida de carga y valor de χ más de lo que contribuye a aumentar la eficiencia, concordando con la literatura para motores de baja entalpía [28].

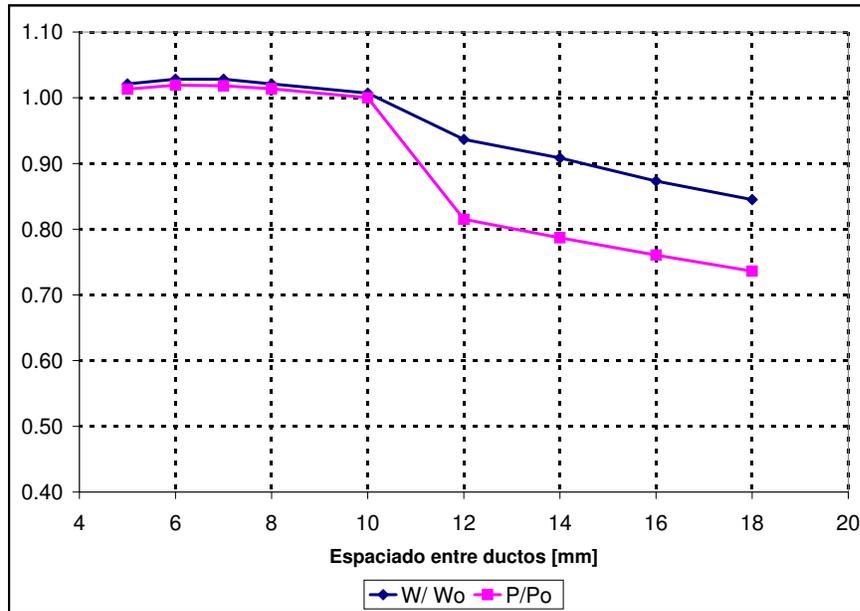


Figura 5.7: Gráfico de P & W_{ciclo} vs e_k normalizada

Según estos resultados, se deja un espacio de $30[mm]$ para el regenerador sólo con el fin de poder ser utilizado en futuros trabajos en el tema, pero no se utiliza en el modelo construido.

Con esta configuración se tiene un trabajo de $1,69[J]$ y una potencia de $13,3[W]$ a 475 rpm.

5.2. Espacios de trabajo

Una vez que fueron configurados los intercambiadores se modificaron las dimensiones de los espacios de trabajo: el de compresión y el de expansión.

Al variar la carrera del desplazador (C_D), los volúmenes totales desplazados en ambos espacios se vieron modificados de igual manera (ver figura 4.1), mientras que el pistón de potencia solo modificó el volumen total del espacio de compresión.

Al aumentar la carrera del desplazador como indica la figura 5.9, existe una disminución de la potencia y un aumento del trabajo. Dado que la variación de la primera es menor al 20%, se privilegia el aumento del trabajo por ciclo. Este aumento, como se ve en la figura 5.10, se acompaña con una disminución de las rpm.

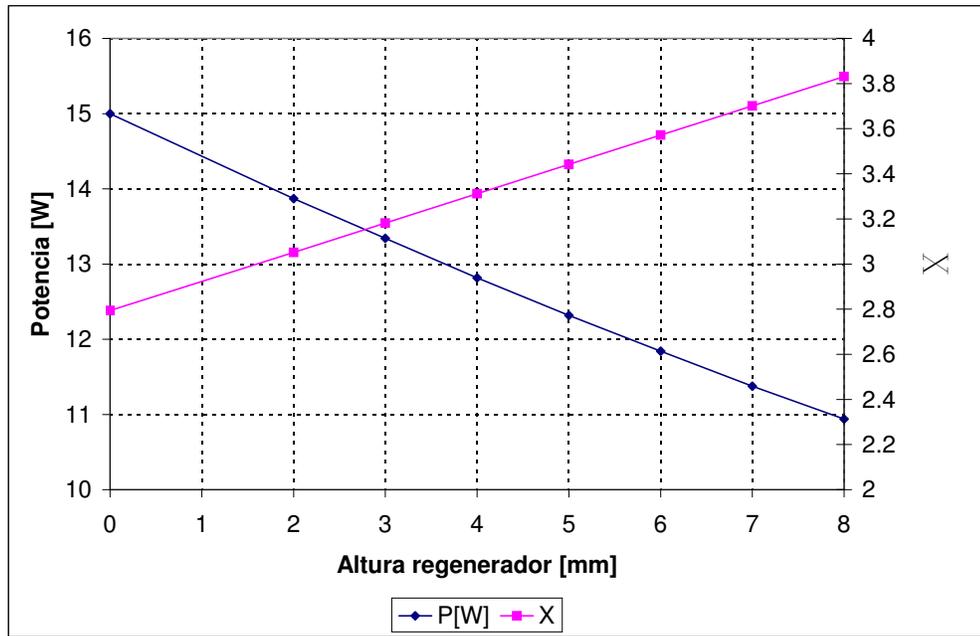


Figura 5.8: Gráfico de Potencia & χ vs altura

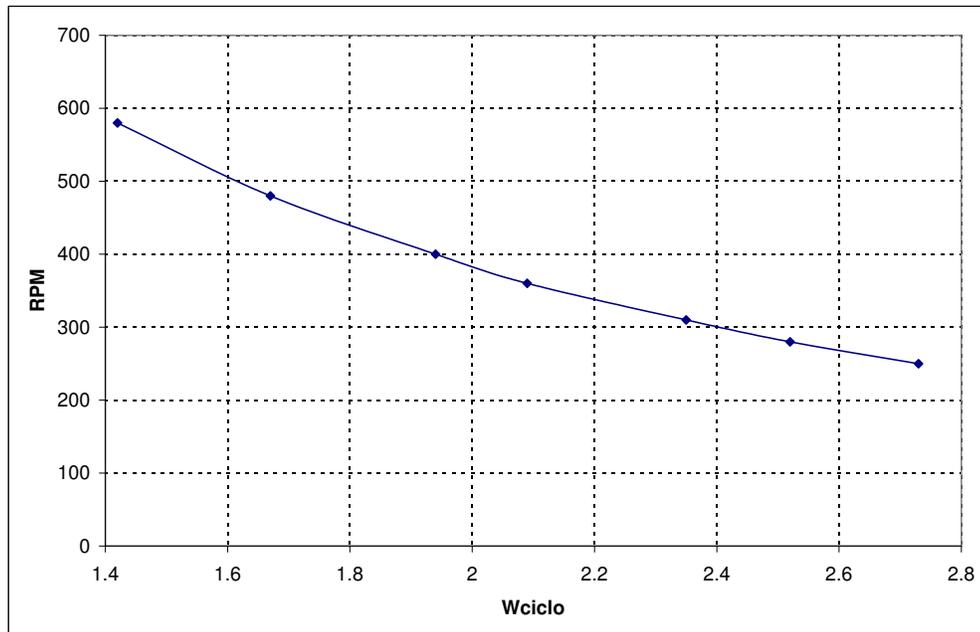


Figura 5.10: Gráfico de rpm según Trabajo al variar C_D

Para revisar si este es el mejor caso para la carrera del pistón de potencia (C_P), se realizan cambios en el valor de κ por medio del valor de C_D .

Según la figura 5.11 al aumentar el kappa por medio de C_D en cualquier caso aumentó la potencia final a magnitudes similares, pero como se ve en la figura 5.12, el caso de $C_D = 100[mm]$, ocurrió a menores rpm, lo que llevó a mayor trabajo útil por ciclo.

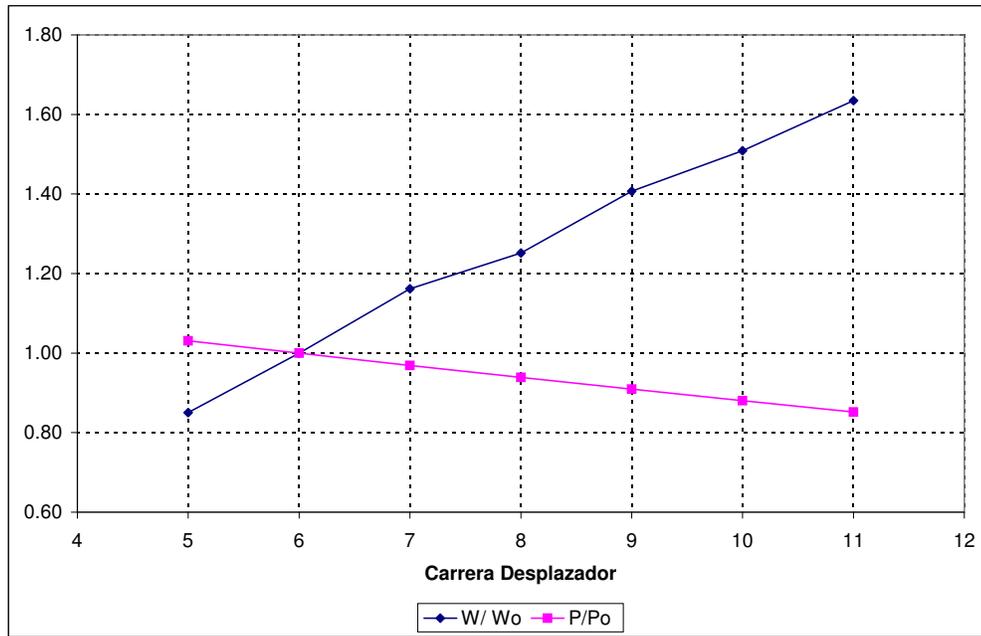


Figura 5.9: Gráfico de potencia vs C_D

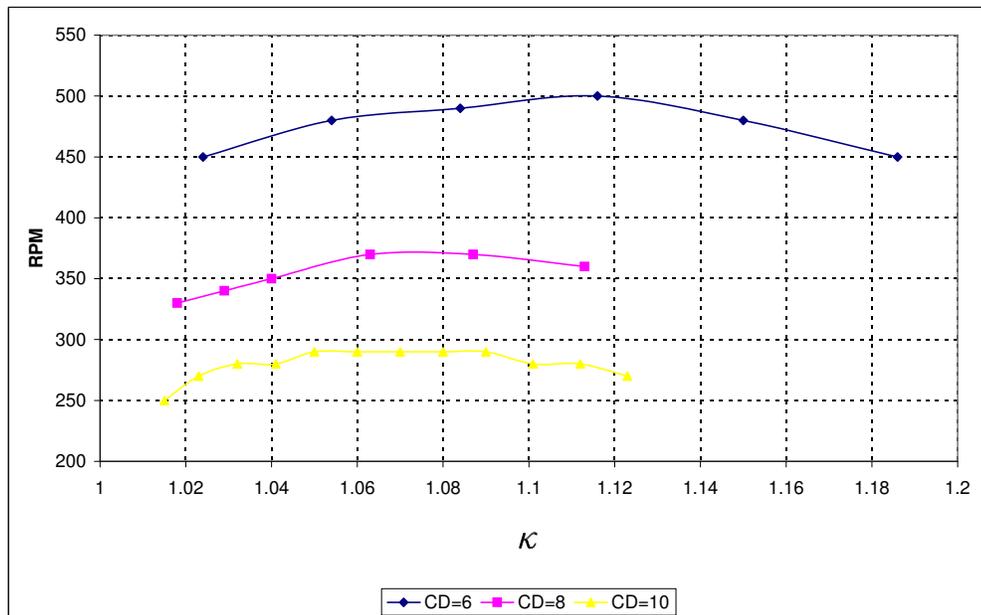


Figura 5.12: Gráfico de κ vs rpm

Se impone $C_D = 100[mm]$ (máximo por la altura de los IC) y un C_P de $140[mm]$ para mantener máximo el valor de κ y contar con un espacio mínimo para el cuerpo del pistón de potencia. Con esto se obtiene un trabajo de $3,5[J]$ por ciclo y una potencia de $16,8[W]$ a 290 rpm.

Finalmente, al buscar el aumento del trabajo mínimo posible convertido por el motor, se incrementa el diámetro del desplazador a $250[mm]$ manteniéndose los arreglos de tubos en

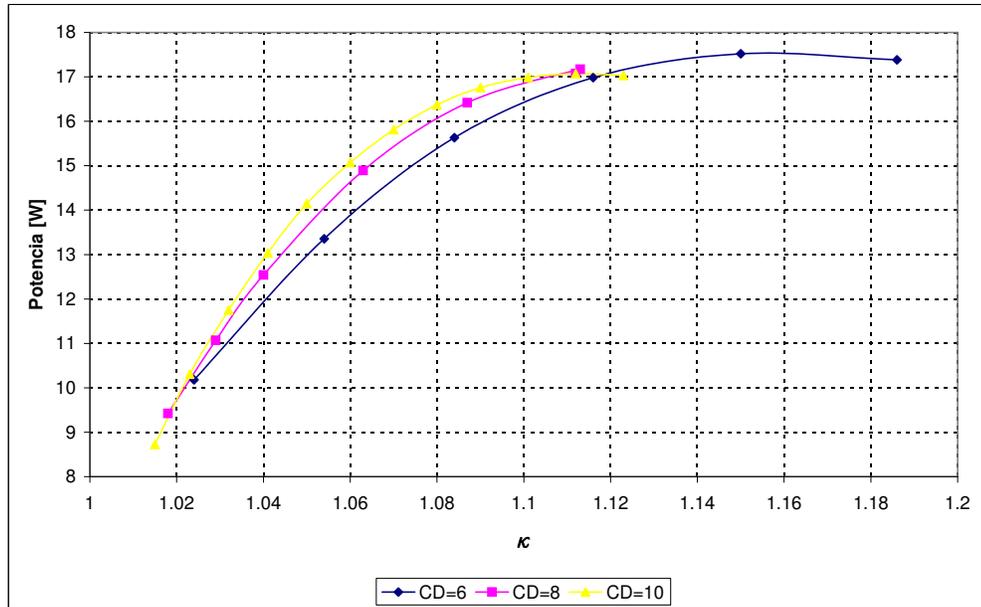


Figura 5.11: Gráfico de potencia según kappa para distintas razones dadas por C_D

los IC pero aumentando el ajuste del espacio anular a aproximadamente $30[mm]$ de ancho. Con esto se obtiene un trabajo de $4,8[J]$ por ciclo y una potencia máxima de $18,4[W]$ a 230 rpm .

5.3. Sistema transmisión

Se decide para simplificar el sistema, utilizar bielas de la misma medida, ya que las carreras resultan similares para los dos mecanismos de transmisión (desplazador y pistón de potencia). Así tenemos en la figura 5.13 que al igualar el largo de las bielas y comparar la potencia obtenida en la última optimización (P_0), existe una disminución de la potencia menor a un 5%, aún en el caso de bielas de $160[mm]$ de largo. A la vez, aún con aumento a $500[mm]$ el incremento de la potencia es menor a un 2%.

Se impuso en definitiva un largo de biela de $200[mm]$, para mantener una altura del eje bajo los 30 centímetros, dando mayor preponderancia al trabajo por ciclo, sin perjudicar el desempeño del motor. Valores menores, resultarían en una componente de fuerza normal al movimiento del pistón (F_n), lo que aumentaría las pérdidas mecánicas por roce (figura 5.14).

Con esto se consiguió aún un trabajo de $5[J]$ por ciclo y una potencia máxima de $18,2[W]$ a 220 rpm .

5.4. Modelo Final

Con las modificaciones aquí expuestas se llegó al diseño elegido para la construcción del prototipo, el cual está caracterizado los parámetros de la tabla 5.3 y 5.4:

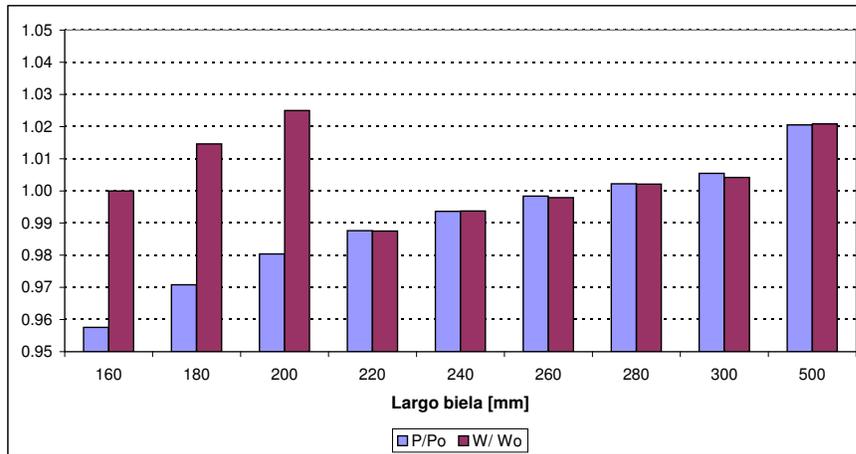


Figura 5.13: Gráfico de potencia y trabajo según largo de bielas

Si comparamos los valores antes de la optimización y después en la figura 5.15, vemos que su potencia máxima aumentó en un 52 % y sus revoluciones peak disminuidas en un 70 % del caso base.

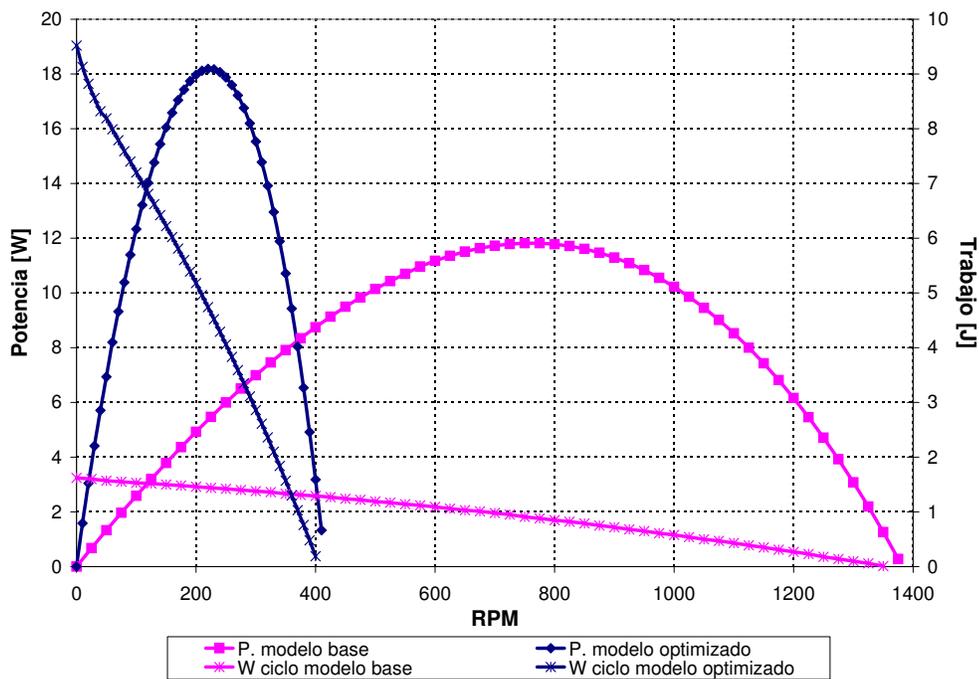


Figura 5.15: Comparación de optimización de motor

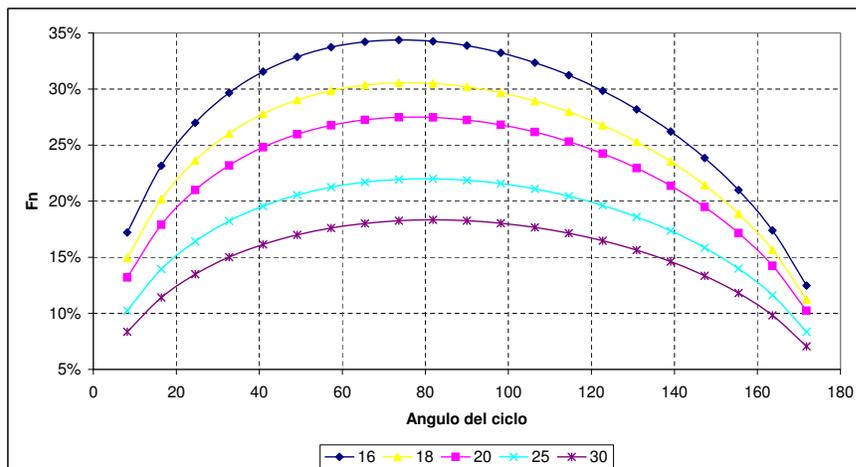


Figura 5.14: F_n según largo de biela

Tabla 5.3: Tabla Valores característicos motor modelo final

κ	1.07
χ	1.21
Factor de compresión	1.15
Trabajo por ciclo [J]	5
Máxima potencia [W] / rpm	18.2 / 220

Tabla 5.4: Parámetros geométricos finales

Pistón de potencia	Diámetro X Carrera [mm]	90X130
	Vol. Espacio Compresión [cm^3]	5264
	Largo Biela [cm]	26
	Altura espacio muerto por carrera [mm]	4
Desplazador	Diámetro X Carrera [mm]	250X10
	Vol. Espacio Expansión [cm^3]	4909
	Largo Biela [cm]	26
	Altura espacio muerto por carrera [mm]	4
Sistema de enfriamiento	Material	Tubos de cobre
	Diam. Exterior [mm]	19.27 (3/4")
	Espaciado entre tubos[mm]	5
	Espacio libre [cm^3]	2509
	Altura total [mm]	100
	N° vertical X N° Horizontal	4X1
	Conductividad térmica [W/mK]	389
Sistema de Calentamiento	Material	Tubo aletado Acero inoxidable
	Diam. exterior tubo [mm]	10
	Diam. tubo con aletas [mm]	20
	Espaciado axial entre aletas [mm]	5
	Espaciado entre tubos [mm]	8
	Espacio libre [cm^3]	2902
	Altura total [mm]	100
	N° vertical X N° Horizontal	3X1
	Conductividad térmica [W/mK]	46
Regenerador	Altura [mm]	30
	Diam. alambre[mm]	1
	porosidad[%]	86
	Espacio libre [cm^3]	776
Carcaza	Altura[mm]	230
	Diám. Interior	317.5
	Conductividad térmica [W/mK]	0.19
	Espesor [mm]	6.4

Capítulo 6

Análisis modelo final

6.1. Importancia del modelo utilizado

Cabe remarcar la importancia del modelo utilizado donde los resultados pueden diferir llegando, bajo las mismas condiciones de operación, a potencias dispares. Este hecho, en el caso del diseño de motores que trabajan con baja entalpía y de baja potencia, puede resultar en un prototipo real que no funcione.

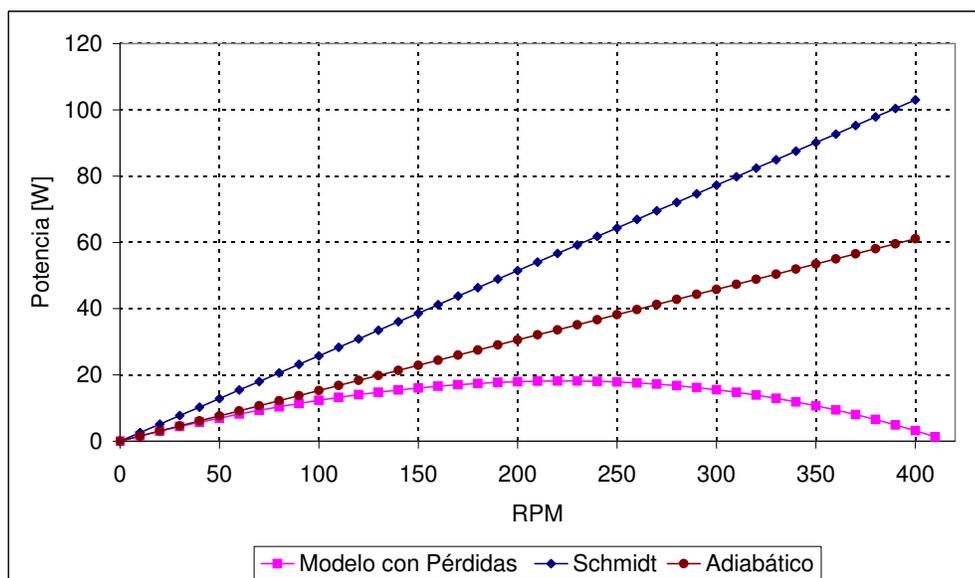


Figura 6.1: Potencia según rpm para modelo final

Para el caso base (Figura 6.1), los valores de potencia según rpm mostraron que el desempeño del motor según el modelo utilizado mantiene una variación importante. En el caso con pérdidas la potencia llegó a su Peak a los 220 rpm, siendo aproximadamente un 60% de la potencia del modelo adiabático y un 33% del Schmidt.

6.2. Análisis del diferencial de temperatura

El diferencial de temperatura entregado por el modelo utilizado se puede ver en la figura 6.2, donde se muestran distintos valores de las temperaturas para el modelo utilizado. Mientras las paredes del cooler y heater se encuentran a $293[K]$ y $443[K]$ respectivamente ($\Delta T = 150[K]$), el gas al interior del sistema se encuentra en una media de $312[K]$ y $412[K]$ en cada intercambiador ($\Delta T = 100[K]$).

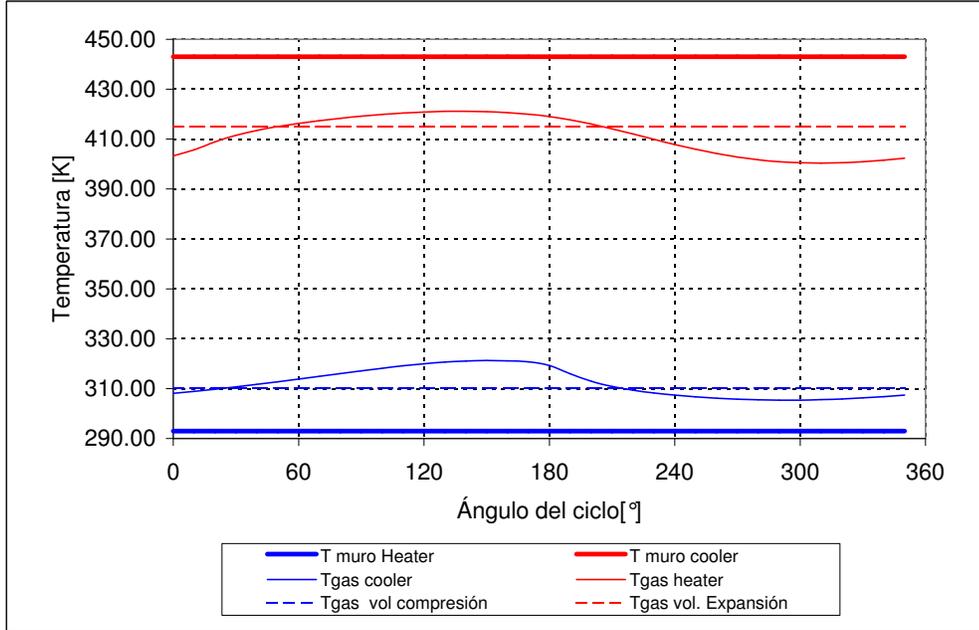


Figura 6.2: Temperaturas del sistema según ángulo de ciclo

Como conocer la eficiencia real del ciclo depende de la temperatura del fluido en el sistema. Se desprende que el desempeño del motor depende fuertemente de la efectividad de la transferencia de calor en los intercambiadores, ya que la eficiencia de Carnot, y por consiguiente la potencia real entregada, se verá castigada con una diferencia de temperatura pequeña. En la tabla 6.1, se indica el valor de tau para las temperaturas efectivas.

Tabla 6.1: Resultados de las diferencias de temperatura entre el heater y cooler

	$\tau_{efectivo}$	η_{Carnot}
Muros de los intercambiadores	0.7	0.30
Gas en intercambiadores	0.76	0.24
Gas en cámaras de trabajo	0.75	0.25

6.3. Diferencias de temperatura según fluido de trabajo

La transferencia de calor también se ve afectada por el tipo de gas utilizado en el sistema. La Figura 6.3 muestra la variación de la eficiencia de Carnot con las temperaturas del gas en sistema y según rpm, para Aire, Helio e Hidrógeno en condiciones base. Cada curva se extiende hasta las rpm donde la potencia entregada por el motor es nula.

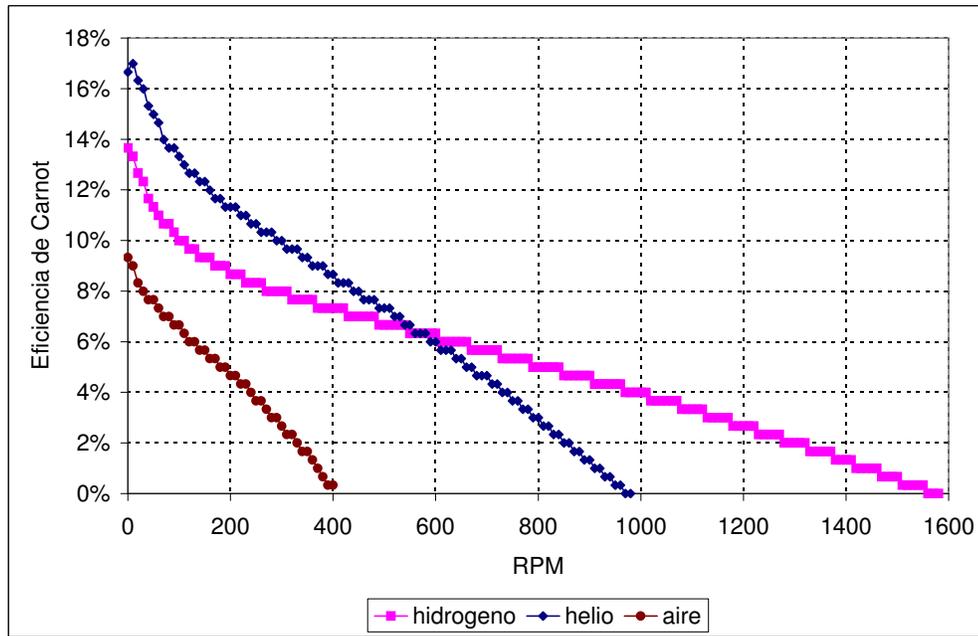


Figura 6.3: Eficiencia rpm y tipo de gas

De estos resultados vemos que la efectividad de transferencia de calor se aumenta con el uso de helio e hidrógeno, lo que a la vez se acompaña de incremento de las posibles velocidades a las que puede operar el motor.

6.4. Pérdidas de Carga

Según los valores de pérdidas de carga estimados en el modelo, se puede seccionar el motor según sus intercambiadores de calor, resultando los valores mostrados en la figura 6.4. El heater es el que introduce una mayor pérdida de carga, debido principalmente a sus aletas, las cuales aumentan el área de contacto con el fluido.

Al igual que en la sección 6.3 , las características físicas pueden influir directamente en el desempeño del motor, en este caso, al disminuir las posibles pérdidas de carga.

En la figura 6.5 se observa que la tasa de pérdidas para un funcionamiento bajo las mismas condiciones resulta menor para el helio y el hidrógeno respecto al aire. Esto aumenta el peak de potencia y logra mantener un funcionamiento a mayores rpm.

Con estos resultados se observa que el uso de hidrógeno y helio aumenta las potencias máximas que se pueden obtener, debido a la combinación de una menor pérdida de carga y mejores propiedades de transferencia de calor, lo que se puede ver en la figura 6.6.

6.5. Presión del sistema

En el gráfico Fig. 6.5 se muestra que un incremento en la presión media del sistema aumenta la potencia máxima obtenible y disminuyen las rpm máximas asociadas en cada

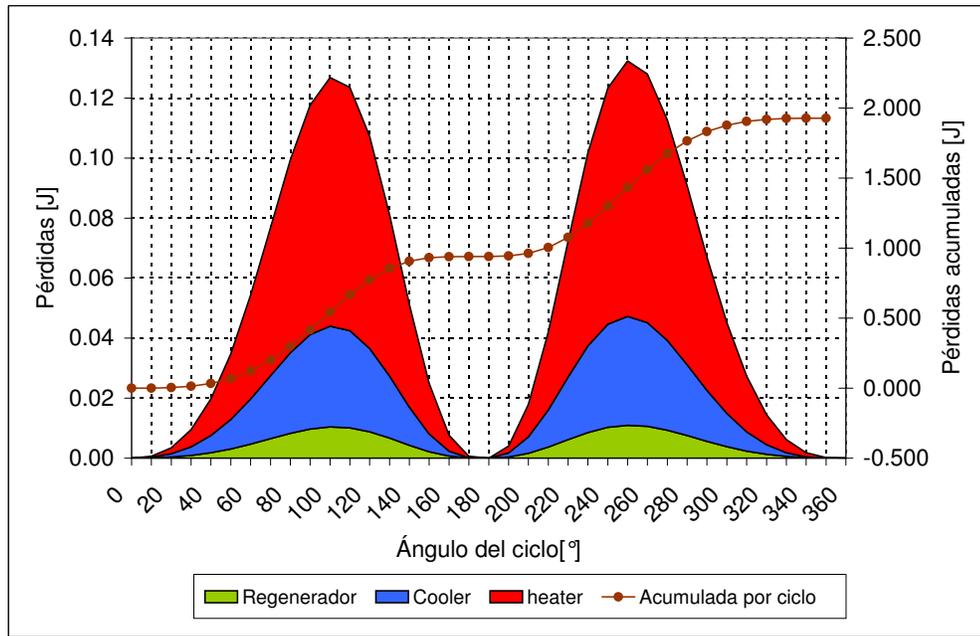


Figura 6.4: Pérdida de carga según tipo de intercambiador de calor en caso optimizado.

caso. Este resultado es debido al aumento en el trabajo realizado por el incremento de la densidad del fluido de trabajo, elevando la efectividad de la transferencia de calor y con esto la potencia alcanzable. Sin embargo también se ve aumentada la pérdida de carga, lo que disminuye las rpm máximas a las cuales el motor puede operar.

Analizando conjuntamente distintas presiones y fluidos de trabajo sobre una diferencia

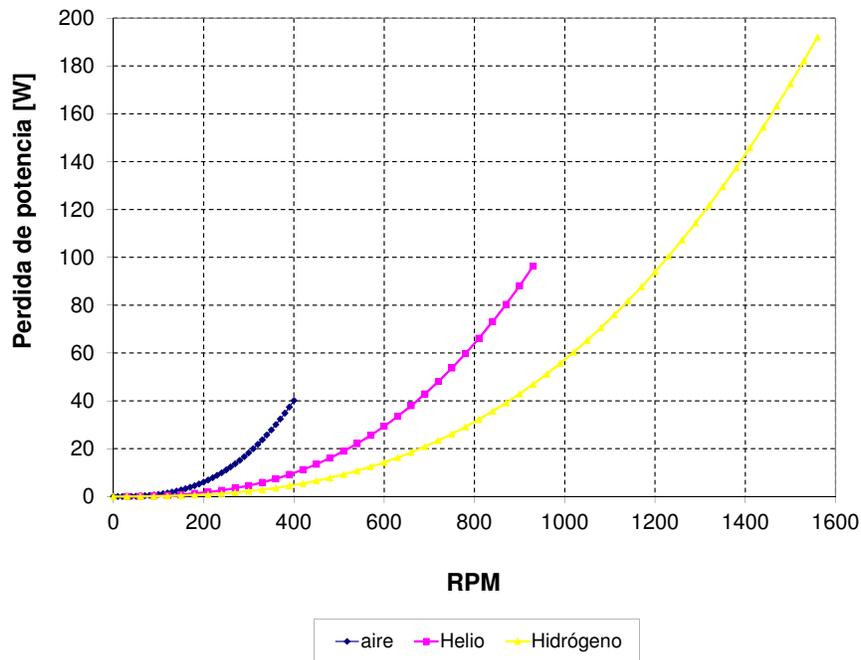


Figura 6.5: Pérdidas de potencia según rpm

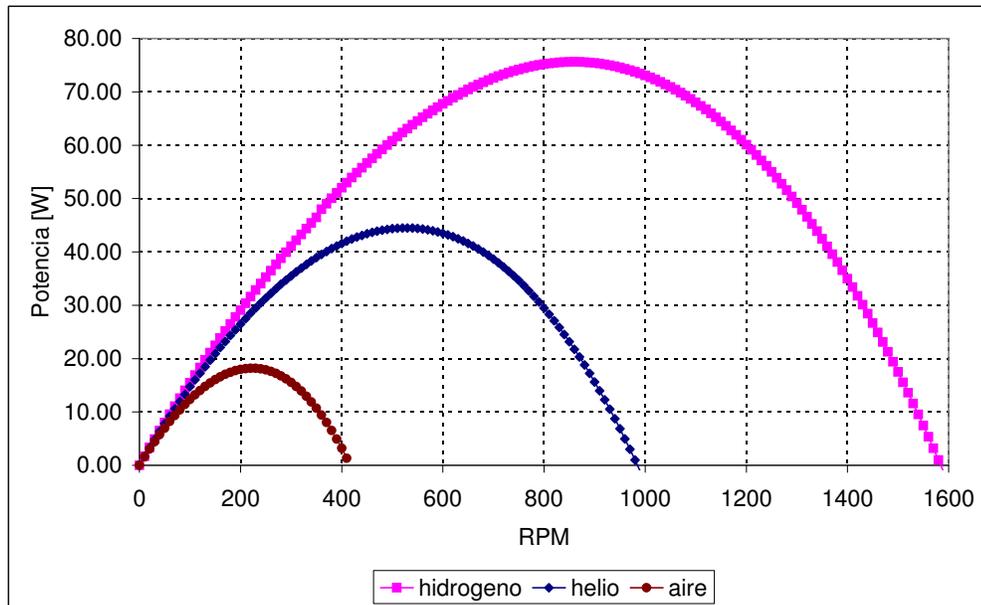


Figura 6.6: Potencia según fluido de trabajo

de temperatura mayor, (figura 6.8), el aumento de la potencia máxima alcanzada no resulta equivalente para el fluido de trabajo utilizado. La potencia máxima alcanzada se incrementa a una tasa mayor en el caso del uso de hidrógeno como fluido de trabajo, donde para una presión de 4 bar y $T_h = 200$ C se tiene 461[W] de potencia. Esta potencia es 4.5 veces mayor que en el caso de la utilización de aire a la misma presión y 25 veces mayor que el caso de aire a 1 bar y $T_h = 150$ C.

Lo anterior, se explica en el caso del hidrógeno y helio debido a su baja densidad, la que hace que la pérdida de carga resulte menor en proporción a la mejora en la transferencia de calor por concepto del aumento de presión.

De estos resultados resulta interesante enfocar el diseño de un prototipo hacia el uso de distintas temperaturas y gases como aire y helio.

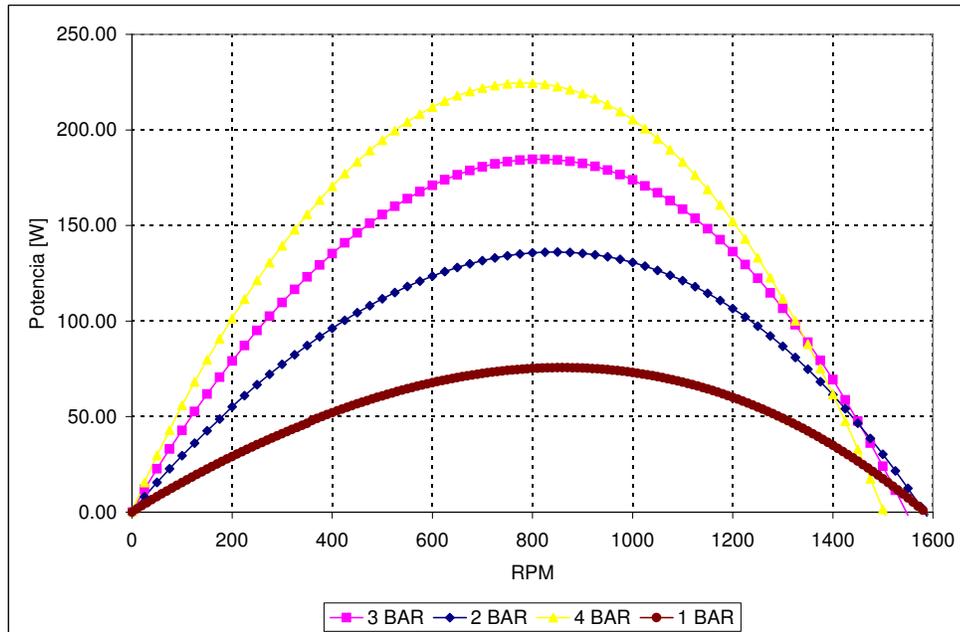


Figura 6.7: Potencia según presión media del sistema

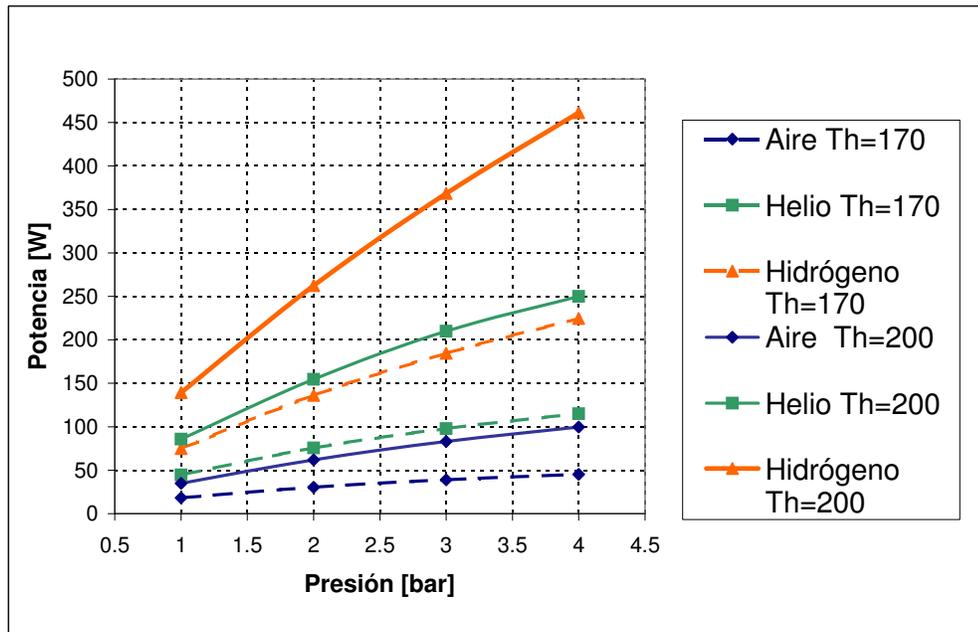


Figura 6.8: Potencia Máxima según Presión y Temperatura

Parte II

Diseño Mecánico y construcción

Capítulo 7

Diseño Mecánico

En este apartado se explica la selección y cálculo de los elementos utilizados para la construcción del prototipo desarrollado de forma numérica en el capítulo I.

Pensando en un uso con diferentes temperaturas y fluidos de trabajo, estas características deben ser incluidas en el dimensionamiento mecánico. En el caso del motor experimental aquí diseñado se trabaja con un acero de bajo carbono, que puede ser afectado por la fragilización por hidrógeno (ver sección 2.5.4). Sumado esto a las medidas de seguridad adicionales que implica su uso, se utilizará solo aire y helio en las pruebas.

El uso de helio es el que presenta mayores efectos en la presión máxima del sistema y en la efectividad de los sellos usados (en relación al aire), por lo que el diseño será enfocado a este gas con una presión y diferencia de temperaturas de diseño de 3 bar y 250 C respectivamente. En la tabla 7.1 se resumen los parámetros de diseño generales:

Tabla 7.1: Parámetros de diseño iniciales

Tipo de Motor	Gama
Fuente Caliente / Temperatura	Resistencia eléctrica aletada / 170 C
Fuente Fría / Temperatura	Agua en serpentín de cobre / 20 C
Regenerador / Porosidad	Malla de Acero Inoxidable / N/A
Presión Máxima	300 [kPa]
Gas de trabajo	Aire
Desfase entre pistones	90 [grados]
Altura nominal carcasa motor	300 [mm]
Trabajo por ciclo	Mayor a 4 [J].
Diferencial de Temperaturas	150 C

Por otra parte, el diseño del motor se agrupará en los siguientes subgrupos :

1. Carcasa
2. Pistones
3. Transmisión
4. Energía

Una vez realizado el cálculo y diseño para cada pieza del motor, se procedió a realizar los conjuntos de planos necesarios para la confección del prototipo. Se llevo a cabo por medio del programa de diseño mecánico asistido Autodesk Inventor en su versión estudiantil. Los planos creados se encuentran en el anexo D.

7.1. Carcasa

El subconjunto carcasa comprende el cuerpo principal del motor, el que contiene el fluido de trabajo a la presión de diseño (figura 7.1). Todas sus partes operan bajo los mismos parámetros de diseño.

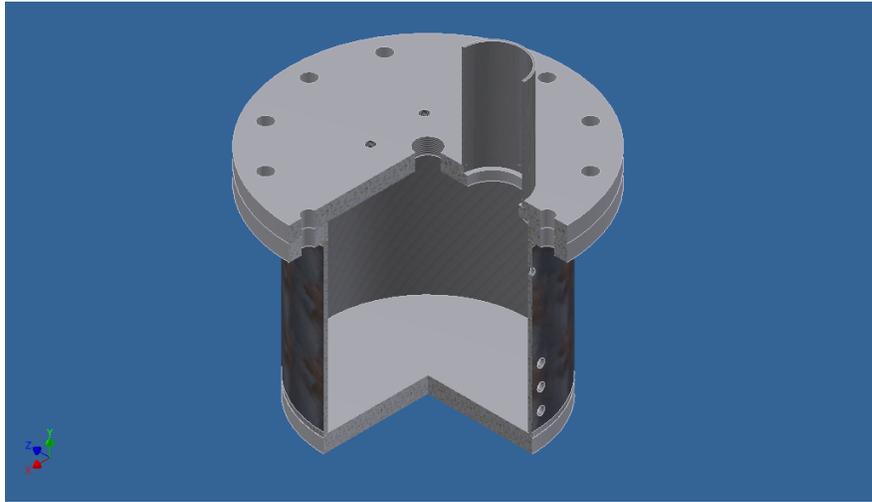


Figura 7.1: Subconjunto carcasa

Cilindro carcasa y cilindro pistón de potencia

El cilindro utilizado para hacer de carcasa según los parámetros de diseño debe soportar una presión de $3[BAR]$ para un cilindro de acero *SAE1020* de $300[mm]$ de diámetro nominal, se tendrá un espesor mínimo menor a $1[mm]$ (ver cálculos en anexo C.1, según esto se selecciona el menor espesor posible con un ducto de Schedule 20 que entrega un espesor de $6[mm]$ y un factor de seguridad de $n = 27$ para este caso. Hay que remarcar que debido a que la carcasa soporta uniones con hilo, un espesor menor conllevaría problemas de ajuste de los elementos conectados.

El cilindro del pistón de potencia debe estar rectificado para mantener el sello del sistema. Para suplir esta necesidad, se utilizó una camisa de pistón de un motor diesel con $90[mm]$ de diámetro, $3[mm]$ de espesor y $170[mm]$ de altura, la que se entrega ya pulida y rectificada (ver figura 7.2).



Figura 7.2: Camisa de motor diesel similar a la utilizada como cilindro del pistón de potencia

Tapa Inferior y superior

Tal como se muestra en la tabla 7.1, los dos elementos planos buscan que la flexión debido a la presión sea despreciable, de manera que no afecte la alineación del sistema de transmisión. Para esto se espera un valor menor o igual a $0,5[mm]$ en la zona de deformación máxima.

Según el cálculo del anexo C.2, tenemos que para un flange ciego de acero *SAE* 1020 soldado al cilindro utilizado para la carcasa es necesario un espesor de $11[mm]$.

Para el flange superior, se asume que los pernos usados para el sello equivalen a un empotramiento en la orilla del cilindro de la carcasa. Realizando los cálculos en C.2, tenemos que esta brida necesita, al igual que la anterior, $11[mm]$ de espesor.

Según estos resultados, por facilidad para el diseño y obtención en el mercado, se utilizan bridas ciegas bajo norma *DIN* 2526 *PN*10. Estas bridas toleran una presión nominal de 10 bar, los cuales tiene un factor de seguridad para el diseño de este prototipo de $n = 12,5$ y un espesor de $26[mm]$. Con estas bridas se tiene una deformación máxima de $0,04[mm]$ equivalente a un 8% de la máxima aceptada.

El flange conector con el cilindro de la carcasa se selecciona también de norma *DIN* 2526 *PN*10 y del tipo "*Slip on*" por su facilidad de soldado y adquisición en el mercado.

7.2. Pistones

El subconjunto Pistones, comprende a la estructura del pistón de potencia y el Desplazador, como también a los sellos necesarios en cada caso (figura 7.3).

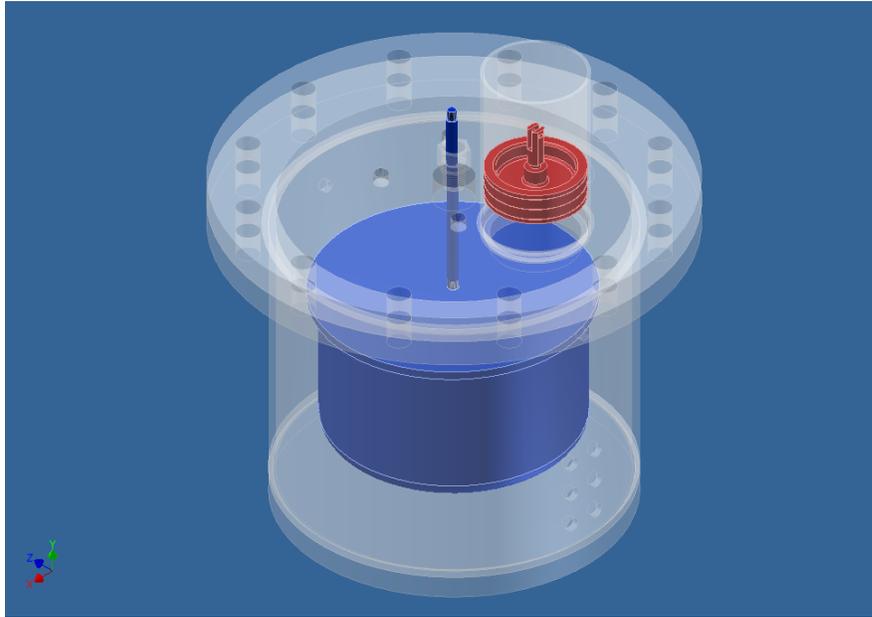


Figura 7.3: Pistón de potencia (rojo) y pistón desplazador (azul) en carcasa.

7.2.1. Pistón de Potencia

El material seleccionado para este elemento es el *PTFE* (Teflón), utilizado por su bajo roce y buena resistencia al aumento de temperaturas. Para el sello en este caso se sigue las recomendaciones de Walker, manteniendo un sello por ajuste. La altura del pistón es de $50[mm]$ siendo la máxima aceptada por el conjunto carrera/cilindro de potencia. Debido a que los torques esperados para el pistón según el modelo numérico corresponden a máximos de $3[Nm]$, no se realizaron cálculos de resistencia y se optó por un diseño liviano y de una sola pieza.

Hay que remarcar que se elimina la posibilidad de usar pistones de motores de combustión interna debido a que su diseño está enfocado a altos diferenciales de presión, y por ende están sobredimensionados en resistencia, peso y roce aceptable para un motor de este tipo.

7.2.2. Pistón desplazador

El pistón desplazador, que es movido por el sistema de transmisión del motor, está en contacto con el fluido de trabajo en ambas secciones del motor y debe soportar el diferencial de presión causado por la operación. Según lo anterior este elemento debe ser liviano, tener tolerancia a los cambios bruscos de temperaturas entre ambas secciones ($\Delta 150C$) y soportar la presión máxima de funcionamiento del sistema con una deformación esperada menor a $0,5[mm]$.

Se confecciona un émbolo hueco de aluminio SAE 6061. Este se fabrica semiestanco para que pueda equilibrar su presión interna con la media de trabajo en el sistema y no involucre un aumento del volumen en el ciclo. Para minimizar el número de uniones y piezas, la base y la sección cilíndrica se realiza desde una sola pieza repujada con una plancha de espesor

de $1[mm]$ y la sección superior como una tapa plana con $8[mm]$ de espesor. En el interior se le agrega lana de vidrio para disminuir la convección interna, y así, la transferencia de calor de la sección caliente a la fría. Los cálculos se anexan en la sección C.3

7.3. Transmisión

El conjunto transmisión (figura 7.4) comprende los elementos requeridos para soportar, transmitir y mantener la entrega de trabajo en el eje. Estos son los soportes, volantes de inercia, balancines, bielas y vástagos.

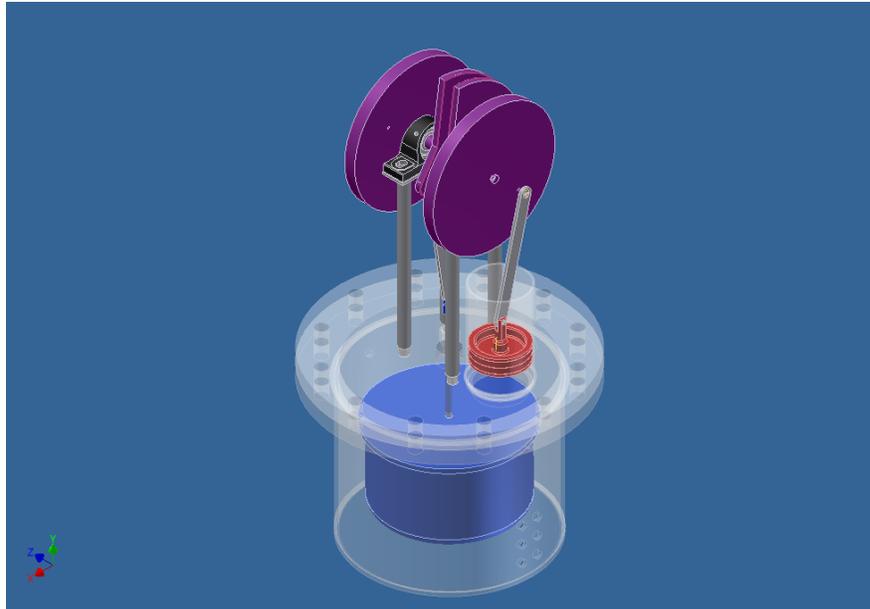


Figura 7.4: carcasa con pistones y conjunto de transmisión.

7.3.1. Volante de inercia

Tal como se menciona en la sección 2.5.1 los volantes de inercia cumplen la función de almacenar la energía generada en cada ciclo, disponerla para el trabajo que es necesario realizar al ciclo siguiente y mantener con esto un movimiento fluido del motor.

Con el uso de dos volantes de inercia de disco sólido confeccionados en acero *SAE 1020*, se determina que para una fluctuación de velocidad máxima del orden del 30% se necesita que sus dimensiones sean de un diámetro de $250[mm]$ y un espesor de $20[mm]$ cada uno. Los cálculos relativos se encuentran en el anexo C.4.

7.3.2. Balancines del desplazador

La función de estos elementos es la de mantener un trabajo del eje de potencia desacoplado del efecto de la gravedad en los elementos de transmisión. En el caso de este prototipo ellos actúan de contrapeso respecto al pistón desplazador.

El dimensionamiento de este elemento se hizo por medio del programa de diseño computacional donde se equipararon los torques de los centros de masa de ambos conjuntos. El material seleccionado fue acero *SAE 1020*

7.3.3. Bielas y vástagos.

Las bielas y vástagos a usar para la transmisión del trabajo se diseñaron según el esfuerzo máximo generado por el pistón de potencia en la transmisión ($3,2[Nm]$) en un vástago o biela de $300[mm]$. Como el valor mínimo de diámetro de la biela para resistir los torques es de $3,5[mm]$, se seleccionaron de manera estándar barras de $\phi = 10[mm]$ para todos los elementos, las cuales son de acero plata para asegurar su rectificación. Los cálculos se realizan en el anexo C.5.

7.3.4. Soportes y medios de unión móvil

Como medio de unión móvil de las bielas y los vástagos se utilizaron rótulas de hilo interno, llamadas también cabezas de articulación. Así mismo como soporte del eje de potencia se usan soportes de rodamiento verticales con los cuales, al igual que las rótulas, facilitan el ensamblado y evitan problemas con posibles desalineaciones no ponderadas en el sistema. Ambos elementos se muestran en la figura 7.5. La selección se realiza según las dimensiones del los vástagos y eje de potencia (Ver especificaciones en planos de la sección D)



Figura 7.5: Soportes y rótulas del tipo que se utilizan en el prototipo [51]

7.4. Energía

Este grupo comprende los elementos necesarios para la transferencia de calor necesaria en el motor, como las resistencias eléctricas y el serpentín de la fuente fría. Estos elementos destacan en la figura 7.6.

7.4.1. Resistencias

Según los resultados simulados se necesitan $260[W]$ ingresados al sistema para alcanzar las temperaturas esperadas en el caso de usar Helio en las condiciones por defecto de temperatura y presión. Para el ingreso de energía al sistema se utilizan las resistencias eléctricas

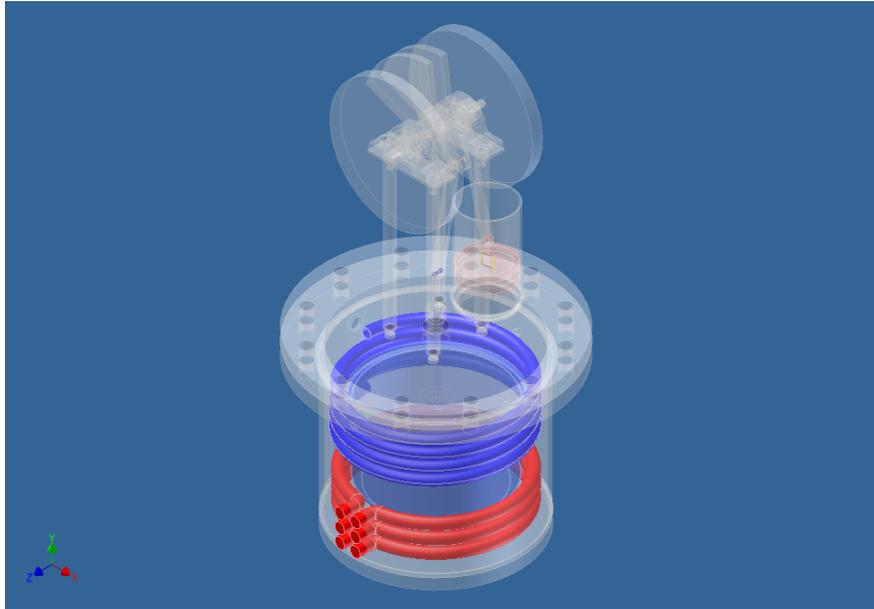


Figura 7.6: Intercambiadores de calor.

mostradas en la figura 7.7, las cuales soportan una potencia máxima individual de $1500[W]$, lo que entrega la opción de poder aumentar la potencia ingresada haciendo más flexible la parametrización del prototipo en futuros trabajos.

Estos elementos se componen de una resistencia sellada dentro en un ducto aletado que contiene arena. De esta manera se mantiene una aislación eléctrica y mecánica en todo el largo de la resistencia además de entregar una temperatura uniforme en toda su extensión. Las terminales son aisladas del resto del conjunto por medio de separadores de teflón (figura 7.8)



Figura 7.7: Resistencias eléctricas utilizadas



Figura 7.8: Detalle de las terminales de las resistencias aletadas utilizadas en el prototipo

7.4.2. Serpentin agua fría

Según el dimensionamiento del IC frío se confecciona un serpentín de cobre de $19,27[mm]$ ($3/8''$), el cual utiliza piezas especiales de unión a la carcasa, las que se encuentran detalladas en los planos de la sección D. El agua utilizada es obtenida de la red de agua potable por medio de mangueras conectadas directamente al motor. No se consideran las presiones en el sistema importantes para afectar el desempeño del intercambiador.

7.5. Sellos y elementos de sujeción

Para asegurar la estanqueidad del sistema se utilizan elementos de sellado en todas las conexiones no permanentes del prototipo. En el caso de las conexiones roscadas se usa hilo $1/4''$ *NPT* debido a su amplia utilización en conexiones a presión. Las llaves de bola son comúnmente usadas en sistemas de presión similares. Para asegurar la estanqueidad con estos sellos se utilizó además cinta de teflón para cañerías de gas.

La salida de las resistencias eléctricas se sellaron mediante anillos de empaquetadura sobre un asiento de silicona de alta temperatura entre la carcasa y la tuerca de soporte.

Los elementos de sujeción tales como pernos y tuercas no fueron calculados debido a que los esfuerzos esperados en el motor son bajos. De esta manera sus dimensiones dependen directamente de las dimensiones de los elementos y de las especificaciones desde norma cuando resulta pertinente.

Capítulo 8

Construcción y pruebas iniciales del prototipo

La construcción de este modelo se realizó de forma continua, adquiriendo los materiales necesarios mientras que las piezas eran creadas. Es necesario remarcar que el conjunto final de planos incluye en sus resultados las mejoras constructivas (de diseño y manipulación) realizadas en el transcurso mismo de la construcción.

8.1. Descripción de la construcción

A continuación se muestra una descripción de la construcción del motor en los talleres mecánicos de la universidad con los elementos dimensionados en el capítulo 7.



Figura 8.1: Imágen de carcasa mientras se le realizan algunas de las perforaciones para los conectores

8.1.1. Descripción conjunto carcasa

De la carcasa, uno de los bridas ciegas y el tipo slip-on se sueldan a la tubería especificada en el diseño por la empresa proveedora de los elementos. Las perforaciones para los conectores del motor se realizan en el taller mecánico del departamento según las especificaciones de los planos creados (ver figura 8.1).

Las perforaciones realizadas en el cilindro se utilizan para conectar los intercambiadores de calor, el equipo medidor de presión del sistema y una entrada habilitada como entrada para el fluido de trabajo que se utilice.

El Cilindro del pistón de potencia, debido al tratamiento térmico y composición del acero, no puede ser soldado por lo que la unión y sello con el flange ciego que conforma la tapa de la carcasa se realiza con una resina epóxica. En la figura 8.2 se puede ver un detalle de este elemento.



Figura 8.2: Detalle de la unión del cilindro de potencia.

8.1.2. Descripción conjunto de pistones y transmisión

Este conjunto también se confecciona en los talleres de acuerdo a las especificaciones de los planos. En la figura 8.3 y 8.4 se puede ver la biela del pistón de potencia, donde las rotulas en los extremos están atornilladas y el pistón desplazador está conectado mediante uniones roscadas al sistema de transmisión. Estas conexiones roscadas tienen como objetivo que esta sección sea de fácil armado y graduable para aceptar futuras modificaciones al prototipo.



Figura 8.3: Detalle del conjunto biela-pistón de potencia.

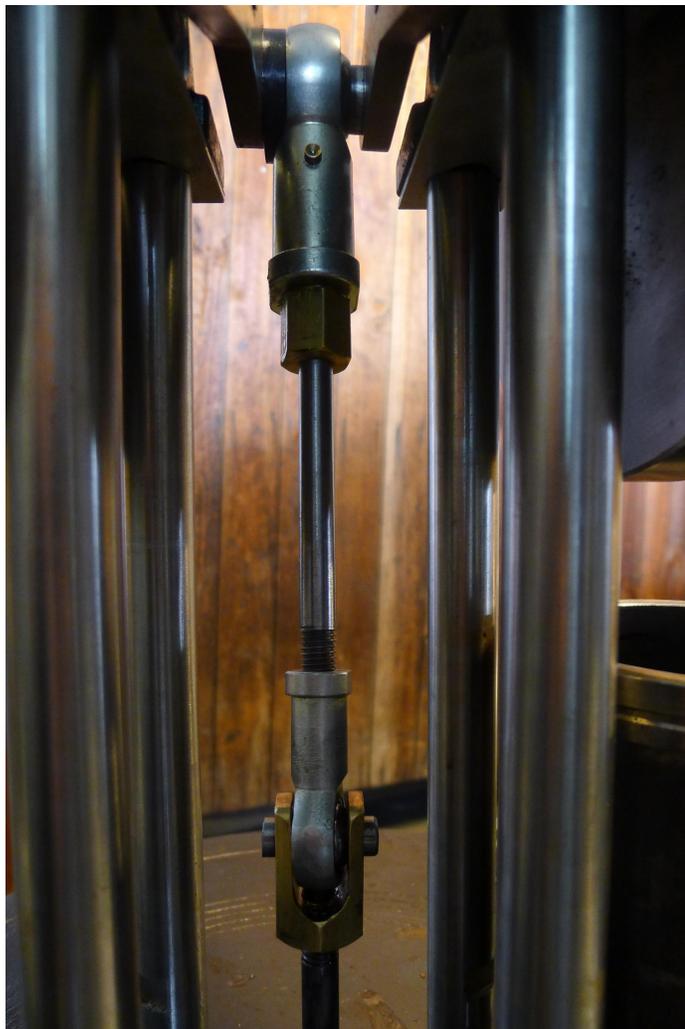


Figura 8.4: Detalle uniones biela-pistón de desplazador.

Debido a los bajos torques calculados por el modelo numérico, se opta porque el eje motor, que soporta los balancines y volantes de inercia se componga de elementos con uniones roscadas. En la figura 8.5 se puede ver como el conjunto de transmisión es soportado por los soportes de rodamiento verticales.



Figura 8.5: Balancines y volantes de inercia instalados en el motor.

8.1.3. Descripción conjunto energía

El serpentín de agua fría es confeccionado según las especificaciones dadas anteriormente (figura 8.6). Se realiza una reducción en el diámetro del serpentín en los extremos para disminuir el tamaño de las perforaciones en la carcasa (figura 8.7) anexándole una unión roscada en su extremo para montar fácilmente este elemento a los codos mostrados en la figura 8.8. En la figura 8.9 se muestran las conexiones externas de la sección fría destinadas a la conexión de mangueras desde la red de agua potable.



Figura 8.6: Serpentín de cobre para IC frío.



Figura 8.7: Detalle de la reducción en el extremo del IC frío.

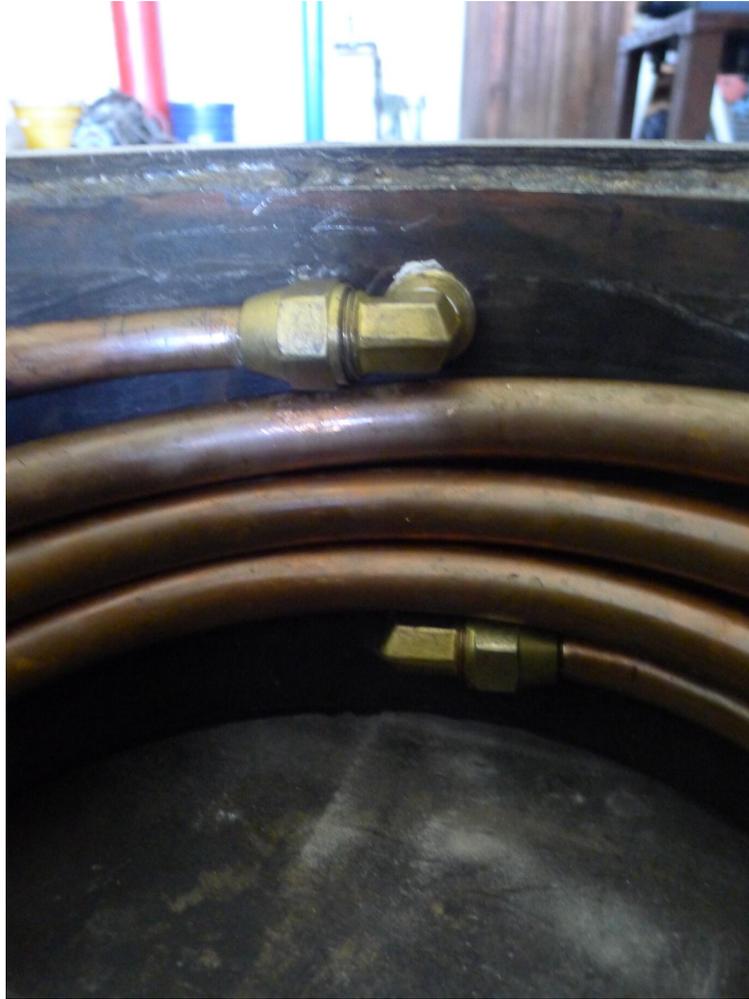


Figura 8.8: Detalle de las conexiones del serpentín frío.

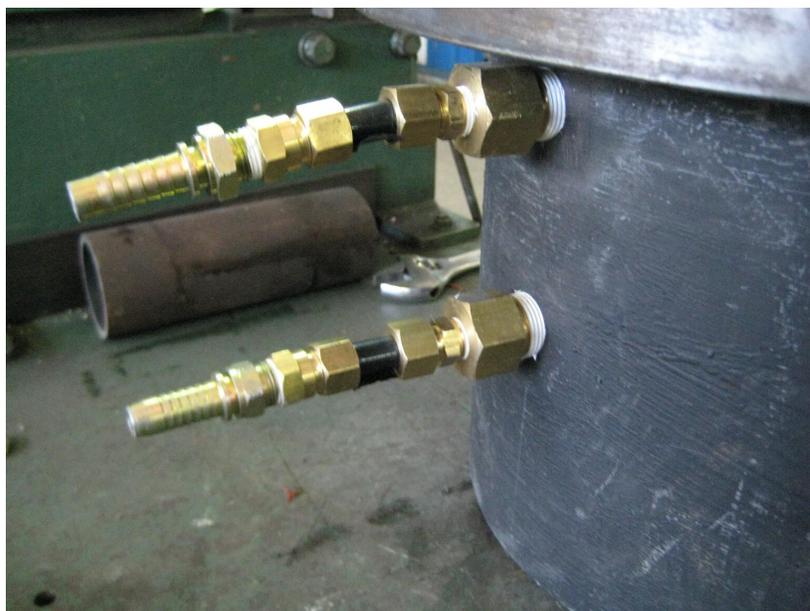


Figura 8.9: Detalle de las conexiones externas a la carcasa del IC frío.

El IC caliente, compuesto por las resistencias eléctricas, se incluye en la carcasa y se sella su conexión con silicona de alta temperatura. En la figura 8.10 se pueden ver ambos IC dispuestos en el interior de la carcasa.

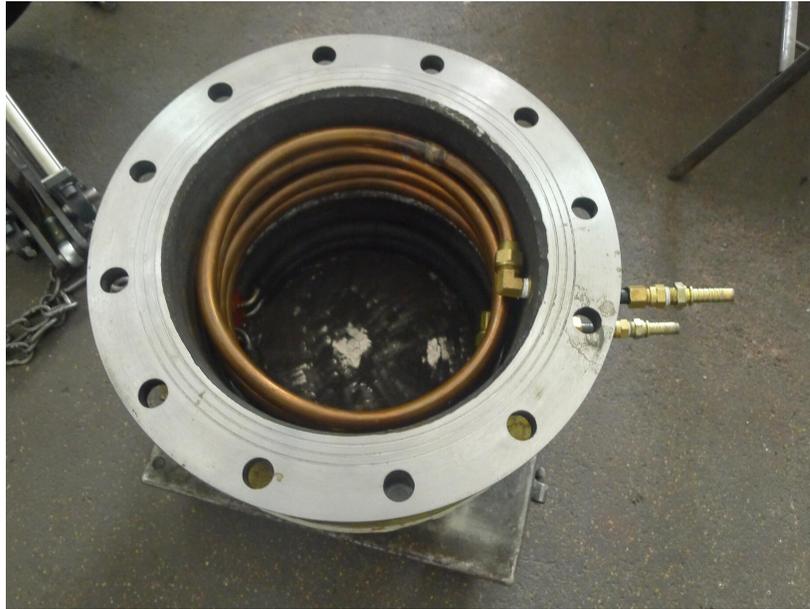


Figura 8.10: Conexiones de los IC en la carcasa.

8.2. Pruebas iniciales motor

Las pruebas iniciales al motor tienen como fin comprobar el correcto funcionamiento del conjunto en general. En esta etapa se cuida que no existan interferencias entre piezas, secciones mal ajustadas y conexiones inoperantes. Por otra parte, se pueden reconocer algunas mejoras al diseño ya realizado. Se prueba el prototipo con el motor embalado y sin mediciones externas mayores.

Se observa que el intercambiador frío no presta la efectividad necesaria para mantener el gradiente térmico, resultando en un funcionamiento temporalmente corto y de baja potencia al calentarse la carcasa desde la sección caliente alcanzando externamente a la sección fría y disminuyendo el gradiente de temperaturas.

La primera de estas pruebas se realiza en condiciones de funcionamiento por defecto, poniendo en marcha el motor a aproximadamente 40 rpm, 1624[W] y agregando 2 kilos de hielo a la sección fría. Bajo este escenario el equipo se mantiene en correcto funcionamiento un período de 12 minutos. Pasado este tiempo aumenta la temperatura de la sección fría debido al derretimiento total del hielo, con lo que el pistón de potencia se expande diametralmente al punto que el roce con el cilindro detiene el motor.

Como medida externa para la mejora de la transferencia de calor al fluido en el sistema, se procede a aislar la zona caliente (figura 8.11), alcanzando un funcionamiento con un ingreso de 1450[W] por un período de 10 minutos a aproximadamente 60 rpm y donde nuevamente el diferencial de temperaturas desaparece debido al puente térmico entre la sección caliente

y la fría.

Con la aislación del motor instalada, se le agrega nuevamente hielo a la sección fría del motor, lo que significó un aumento del funcionamiento con 16 minutos a 60 rpm y con un input de potencia de 1420[W].



Figura 8.11: Prototipo con sección caliente aislada.

8.2.1. Modificación del prototipo

Según los resultados de las pruebas iniciales, se concluye que es necesario modificar el motor por los siguientes puntos para mejorar su desempeño:

- ***Evitar el puente térmico entre la sección fría y la sección caliente***, con lo que se logra un gradiente térmico más marcado entre ambas partes.
- ***Evitar el roce por expansión del pistón de potencia con el cilindro***, con lo que se aumenta el tiempo de funcionamiento máximo.
- ***Aislación de la sección caliente***, con lo que se aumenta la eficiencia del prototipo al consumir menos energía para mantener un mismo gradiente térmico.

Para lograr el objetivo del primer punto se procedió a realizar un corte en la carcasa del motor donde se instaló un conjunto de bridas de 300[mm] norma *DIN PN10*(Ver figura 8.12), que separan ambas secciones por medio de un sello que soporte temperaturas sobre los 180 grados Celsius, seleccionándose un anillo de Vitón y empaquetaduras para sellos de alta temperatura. Las bridas fueron rebajadas en conjunto 10[mm] para evitar el aumento excesivo de volúmenes muertos. En la figura 8.13 se puede observar el montaje de estos elementos junto con los IC usados.



Figura 8.12: Trabajo en carcasa para evitar puente térmico

Para el segundo punto, se procede a refrigerar directamente el pistón de potencia, omitiendo la refrigeración del cilindro de potencia.

Para el tercer punto se aisló la sección caliente por medio de lana de vidrio de 100[mm] de espesor ya existente en el taller mecánico del departamento (Ver figura 8.14).



Figura 8.13: Montaje de intercambiadores de calor en carcasa.



Figura 8.14: Aislación térmica en sección caliente

Con las modificaciones hechas se realizaron nuevamente pruebas de funcionamiento al motor. En las temperaturas alcanzadas por el motor bajo esta nueva condición se encontró una diferencia de $50C$ entre la sección caliente, por lo que disminuyó significativamente la transferencia de calor por la carcasa del motor.

El prototipo final, (figura 8.15) alcanzó bajo la mínima velocidad de funcionamiento sin carga de $30\ rpm$ durante un tiempo mayor a 2 horas utilizando una potencia de $720[W]$. La energía utilizada en este caso resulta ser aproximadamente la mitad de la energía requerida antes de las modificaciones. De lo anterior se concluye que los cambios realizados disminuyeron efectivamente las pérdidas de parásitas por la carcasa.

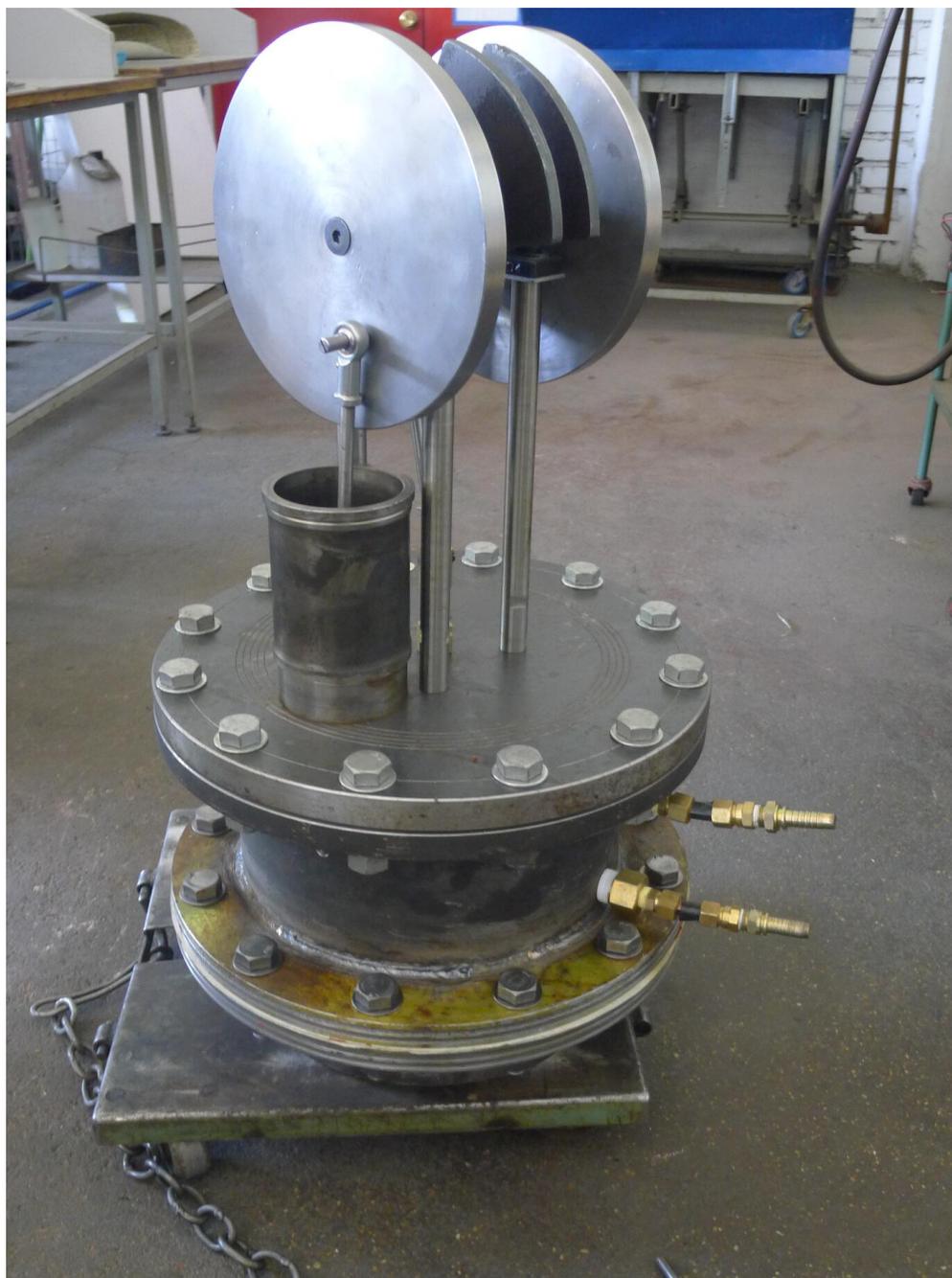


Figura 8.15: Prototipo final

Cabe remarcar que bajo este nuevo diseño y condiciones de operación, la sección fría no se mantuvo a la temperatura objetivo pero si llegó a un estado estacionario de aproximadamente 45 C, esto último, sin la utilización medios externos de refrigeración a excepción del enfriamiento del pistón de potencia para evitar su dilatación.

Parte III

Análisis experimental

Capítulo 9

Metodología de medición

En este capítulo se explicará en detalle el desarrollo matemático tras la selección de los parámetros representativos de desempeño, la instalación del banco de pruebas asociado y el procedimiento de medición usado para la caracterización final del prototipo.

Las pruebas se hicieron siguiendo un procedimiento similar a las mediciones de otros prototipos encontrados en la literatura, lo que comprende la medición de los elementos claves para el desempeño de un aparato generador de energía mecánica como son rpm, torque, potencia y trabajo indicado. Finalmente con los valores de caracterización anteriores se contrastó el prototipo experimental con el modelo numérico presentado en el capítulo I.

9.1. Selección de variables a medir

De la literatura se recoge que la caracterización de los motores tipo Stirling viene dada por el funcionamiento del motor [47, 52, 6] y por el balance de energía en el sistema [8, 48]. Según esto se revisaron los valores significativos de caracterización y se seleccionaron las variables que es necesario medir para este fin.

9.1.1. Mediciones para Funcionamiento del motor

Como la conversión de energía térmica en energía mecánica es el objetivo propio de un motor, la potencia obtenida en el eje y el trabajo indicado entregan las características de funcionamiento comparables con otros motores.

La potencia en eje motriz en Watts, se puede determinar con la ecuación 9.1, donde M es el torque o par motor y ω es la velocidad angular, medidos en $N \cdot m$ y Hz respectivamente.

$$\dot{W}_{eje} = M\omega \quad (9.1)$$

Como el torque se puede descomponer a su vez en $M = l \cdot F$ y l es el brazo donde se mide la fuerza F generada por el eje y $\omega = 2\pi \text{ rpm} / 60$ se puede escribir la potencia como muestra la ecuación 9.2. De esta manera los valores de rpm, F , l pueden ser obtenidos del funcionamiento del motor.

$$\dot{W}_{eje} = l F 2\pi \frac{rpm}{60} \quad (9.2)$$

El trabajo indicado W_{ind} tal como se explica en la sección 2.5.1, requiere conocer la variación simultánea de volumen y presión del fluido de trabajo en el sistema. Sabiendo estos datos es posible obtener un estimado para las isothermas T_{hgas} y T_{kgas} con las que trabaja el ciclo Stirling final.

Para encontrar el trabajo indicado y las isothermas correspondientes al ciclo, es necesario estimar la masa de fluido de trabajo existente (m_{sys}). Esto se realizó primero suponiendo que la isoterma de la temperatura media logarítmica entre la sección fría y la caliente (T_{media} , calculada como T_r en sección 2.3) pasa por el centro diagrama indicador y segundo obteniendo un valor promediado de masa para algunos pares volumen-temperatura por medio de la ecuación 9.3.

$$m_{sys} = \frac{PV}{RT_{media}} \quad (9.3)$$

Una vez obtenida la masa, la presión a la que actúan las isothermas de la sección caliente y fría, P_{kgas} y P_{hgas} respectivamente, se calcularán como:

$$P_{kgas} = \frac{m_{sys}RT_{kgas}}{V'} \quad (9.4)$$

$$P_{hgas} = \frac{m_{sys}RT_{hgas}}{V'} \quad (9.5)$$

Donde V' es el volumen del ciclo que intersecta a la menor y mayor isoterma. El trabajo del ciclo indicado ideal para estas isothermas será:

$$W_{ideal} = R(T_{isoH} - T_{isoK}) \ln(V_{max}/V_{min}) \quad (9.6)$$

y la energía ingresada será:

$$\dot{Q}_{in-ciclo} = R T_{isoH} \ln(V_{max}/V_{min}) \quad (9.7)$$

Donde V_{max} y V_{min} son los volúmenes máximos y mínimos del ciclo indicado.

Mientras que el valor de la presión en el sistema se puede medir de forma directa, El cambio en el volumen total del sistema se obtiene indirectamente de la suma de la variación de volúmenes V_c y V_e (ecuaciones 2.8 y 2.10) y el volumen ocupado por los IC (V_{IC}), tal como muestra la ecuación 9.8, donde V_p depende de la posición angular en el ciclo.

$$V_{total} = 2ldA_d + V_p + V_{IC} \quad (9.8)$$

De lo anterior, aunque la velocidad angular del eje se puede considerar uniforme debido al uso de volantes de inercia, se determinará la posición angular versus el tiempo en a lo menos dos puntos del ciclo, y así cruzar los datos de presión obtenidos con la variación del volumen en el sistema. Con estos datos se puede utilizar el desarrollo de la sección 2.5.1 para encontrar el valor de W_{ind} .

El valor de las pérdidas mecánicas en el sistema se puede obtener de la resta entre el trabajo indicado y el obtenido en el eje:

$$W_{loss} = W_{ind} - W_{eje} \quad (9.9)$$

De aquí la eficiencia interna será:

$$\eta_{int} = \frac{W_{ind}}{W_{ideal}} \quad (9.10)$$

Además la eficiencia mecánica se puede escribir como sigue:

$$\eta = \frac{W_{ind}}{W_{eje}} \quad (9.11)$$

9.1.2. Mediciones para Balance de energía

Mientras que el modelo numérico trata de entregar un funcionamiento del motor cercano a la realidad, existen factores no ponderados en la construcción que hacen que el prototipo presente menos potencia y eficiencia de la esperada. Así, mediante la cuantificación de los flujos energéticos que interactúan en el sistema, se puede analizar la importancia de cada uno de ellos en el desempeño final.

El balance de energía es presentado esquemáticamente en la figura 9.1, donde se muestra para un motor Stirling ideal los flujos de energía que interactúan en el volumen de control (VC) del motor. El ingreso de energía (E_{in}) se realiza por la sección caliente, donde dependiendo de la efectividad del recinto adiabático parte de esta energía se transmite por conducción hacia la sección fría y hacia el aislamiento de la sección caliente (Q_{loss}). La magnitud del calor ingresado para mantener el gradiente térmico nominal se denomina Q_{in} mientras que la diferencia entre las temperaturas nominales y reales que alcanza el fluido es representado por una diferencias de temperaturas ΔT_h que entrega una Temperatura T_{hgas} representativa del fluido de trabajo en la sección caliente. Análogamente para la fría se tendrán los valores T_{kgas} , ΔT_k y Q_{out} .

Las temperaturas T_{cgas} y T_{hgas} entregan las cotas para el trabajo indicado del motor W_{ind} , el cuál se divide entre las pérdidas mecánicas del sistema de transmisión W_{loss} , y el trabajo útil en el eje W_{eje} . Finalmente el calor excedente de la disipación y el ciclo termodinámico serán extraídos del sistema mediante la energía disipada por el cooler Q_k y la liberada por la carcasa $Q_{carcasa}$

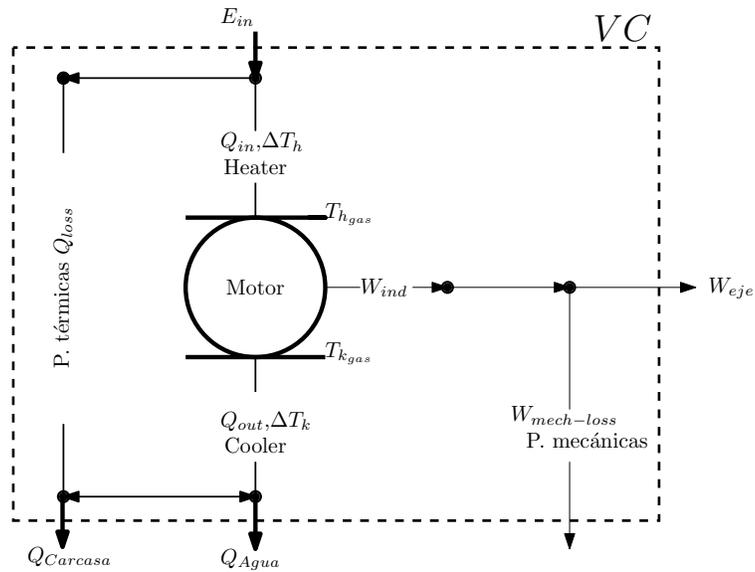


Figura 9.1: Diagrama del balance de energía del sistema (Adaptado de trabajo de Der Minassians [8])

En forma general, el diagrama de la figura 9.1, queda expresado matemáticamente como:

$$E_{in} = Q_{in} + Q_{loss} \quad (9.12)$$

o también:

$$E_{in} = Q_{carcasa} + Q_{agua} + W_{ind} \quad (9.13)$$

De estas ecuaciones, el flujo de energía que ingresa al sistema por medio de las resistencias eléctricas, medido en Watts, se puede escribir como:

$$\dot{E}_{in} = VI \quad (9.14)$$

Donde V es el voltaje y I es la corriente de la fuente eléctrica. Dado que el sistema de calefacción es eléctrico, no se consideran pérdidas en la energía entregada. Así la energía ingresada por ciclo es:

$$E_{in} = VI \cdot 60/rpm \quad (9.15)$$

Con lo cual la pérdida de energía Q_{loss} por la carcasa, se puede expresar según la energía ingresada al sistema menos la energía nominal ingresada al ciclo indicado a la temperatura T_h usando las ecuaciones 9.15 y 9.7 respectivamente.

$$Q_{loss} = E_{in} - Q_{in} \quad (9.16)$$

La energía que sale del sistema por medio del IC de agua fría (Q_{agua}) se puede expresar según las temperaturas de ingreso y salida del agua (Tk_{out} y Tk_{in}) y el caudal másico de agua \dot{m}_{agua} :

$$Q_{agua} = \dot{m}_{agua} C_p (Tk_{out} - Tk_{in}) 60/rpm \quad (9.17)$$

Análogamente al cálculo de Q_{in} , se puede calcular Q_{out} como la diferencia entre Q_{in} y el trabajo indicado.

$$Q_{out} = Q_{in} - W_{ind} \quad (9.18)$$

Ahora, con los resultados anteriores es posible obtener el valor de $Q_{carcasa}$.

$$Q_{carcasa} = Q_{loss} + Q_{out} + W_{ind} - Q_{agua} \quad (9.19)$$

Finalmente usando el resultado de las ecuaciones 9.14 y 9.2 podemos calcular la eficiencia del heater según el calor ingresado nominal Q_{in} y el calor ingresado al ciclo indicado según la ecuación 9.7.

$$\eta_h = \frac{\dot{Q}_{in-ciclo}}{\dot{Q}_{in}} \quad (9.20)$$

Y la eficiencia global del sistema como:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{eje}}{\dot{E}_{in}} \quad (9.21)$$

9.2. Selección de elementos para mediciones

Para obtener los valores significativos de caracterización detallados en la sección 9.1, se rescata que es necesario medir las siguientes variables:

1. Fuerza ejercida por el eje de potencia para un brazo de largo l determinado: F .
2. Velocidad angular del eje de potencia: rpm.
3. Presión instantánea del fluido de trabajo en el sistema P .
4. Voltaje y Corriente de la fuente de calor: V e I .
5. Caudal de agua en el IC frío: \dot{m}_{agua} .
6. Temperaturas para caracterización.
 - Entrada y salida de agua en el IC frío: Tk_{out} y Tk_{in} .
 - Temperaturas representativas sección fría y sección caliente: T_h y T_c .

Para la recolección de datos de las variables aquí señaladas se utilizó un sistema de adquisición de datos *IOtech personal DAQ/56* conectado directamente a un computador, como el que se ve en la figura 9.2 utilizado por su alta frecuencia de muestreo (22 bits máxima). Sus características se detallan en el anexo E. A continuación se detallan los elementos de medición utilizados para cada una de estas variables:



Figura 9.2: Sistema de adquisición de datos utilizado

9.2.1. Fuerza eje potencia, F

El torque ejercido por el eje de potencia puede ser calculado con la ecuación 9.2. Se utilizó un sistema similar al de Karabulut [6], donde la magnitud F se obtuvo mediante un torquímetro confeccionado en el taller del departamento.

Este sistema se confeccionó con un freno de disco de bicicleta (ver figura 9.3). Este consiste en una base con un soporte móvil para el caliper que al frenar en cierta magnitud el disco, ubicado en el eje de potencia, permite que este haga presión sobre una celda de carga, la cual entrega una respuesta medible en un diferencial de miliVolts.

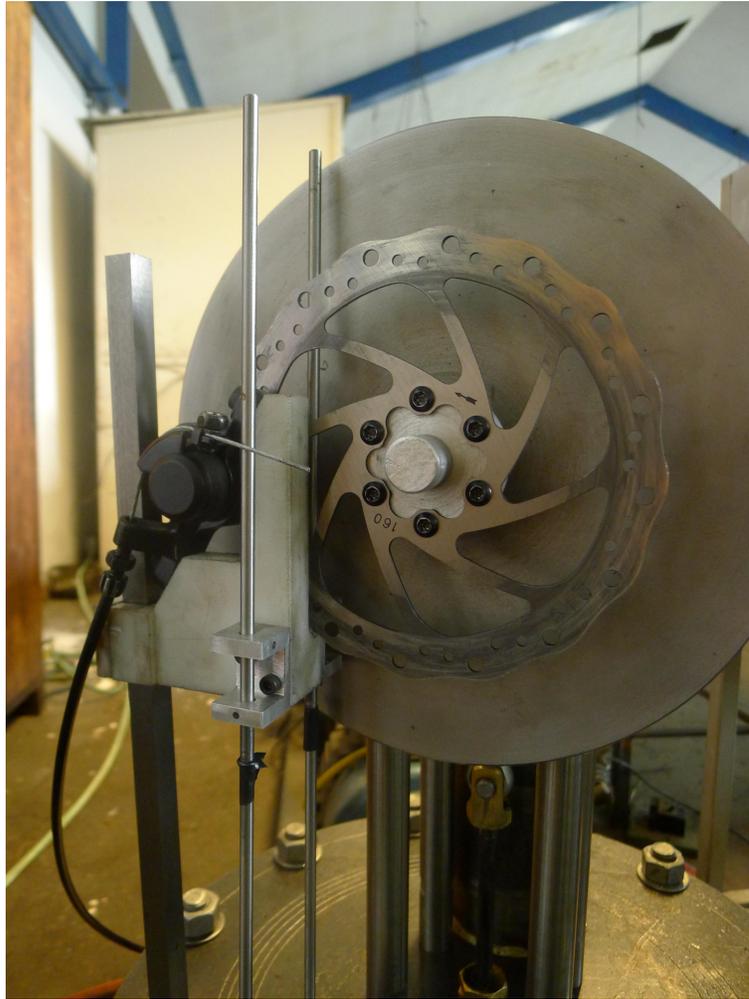


Figura 9.3: Detalle sistema torquímetro.

La particularidad de este tipo de freno es que permite desacoplar la fuerza realizada para el frenado, normal al disco, de la fuerza entregada por el eje que es paralela al sentido de giro. De esta forma se entrega directamente el valor de F .

9.2.2. Velocidad angular, rpm

Esta variable se cuantifica mediante la utilización de un contador de pulsos propio del sistema de adquisición de datos, que permite medir la frecuencia de conexión mediante la apertura y cierre de un circuito. Adicionalmente se contrastaron estos valores con la periodicidad de los datos obtenidos en las pruebas experimentales.

9.2.3. Presión instantánea, P

Para obtener la presión instantánea se utilizó un transductor de presión TRAFAG 8472 con un máximo de 10 Bar y que entrega su señal en miliAmperes (figura 9.5 y 9.5), lo que disminuye la pérdida de información cuando el sistema de adquisición de datos se encuentra alejado del equipo estudiado. Su frecuencia de muestreo es de $1[kHz]$, lo que lo hace apto

para obtener un diagrama indicador de hasta 100 puntos a 600 rpm. Los detalles técnicos y se pueden encontrar en el anexo E.



Figura 9.4: Transductor de presión utilizado.

Para el uso de Helio se utiliza un estanque con un set de válvulas reguladoras de presión que permiten un ajuste fino de la presión final generada en el sistema según el caudal de gas utilizado.



Figura 9.5: Transductor de presión instalado.

9.2.4. Voltaje y corriente de fuente de calor, V e I .

La Energía que ingresa al sistema se regula mediante un sistema Variac de corriente alterna desde una fuente de 220V y 16 Amperes (ver figura 9.6) que permite que la resistencia alcance distintos regímenes de temperatura. Para cada nivel de energía que ingresa, los valores de V e I se obtienen con un amperímetro y un voltímetro directamente desde los cables de ingreso de energía a las resistencias eléctricas.



Figura 9.6: Variac de corriente alterna.

9.2.5. Caudal másico de agua, \dot{m}_{agua}

La cantidad de agua que pasa por el serpentín frío se calcula cronometrando el llenado de un recipiente de 1 litro, varias veces y obteniendo un promedio de caudal estimado.

9.2.6. Temperaturas Significativas

Para el registro de las distintas temperaturas se utilizaron termocuplas tipo J y K , las que entregan según la temperatura a la que se encuentran un diferencial de voltaje que es linealmente proporcional. Ambos tipos de termocuplas son utilizadas en mediciones generales debido a su amplio rango de operaciones (desde -40 C a 750 C para las tipo J y -200 C a 1250 C) generando lecturas rápidas cuando están en contacto con la superficie a medir [53].

9.3. Descripción del sistema de medición

Con los elementos señalados en la sección 9.2 se tiene un banco de pruebas como el detallado en la figura 9.7. En este, el conjunto el torquímetro se posiciona junto al volante de inercia del costado opuesto al pistón de potencia (ver imagen 9.3); el transductor de presión se ubica en la sección fría para no sobrepasar el rango de temperaturas aceptable del mismo; las termocuplas que miden la entrada y salida de agua se ubican directamente después de las conexiones de entrada y salida de la carcasa; las mediciones de las secciones representativas se ubican bajo la tapa de la sección fría y en el centro de la sección inferior de la carcasa para la sección caliente.

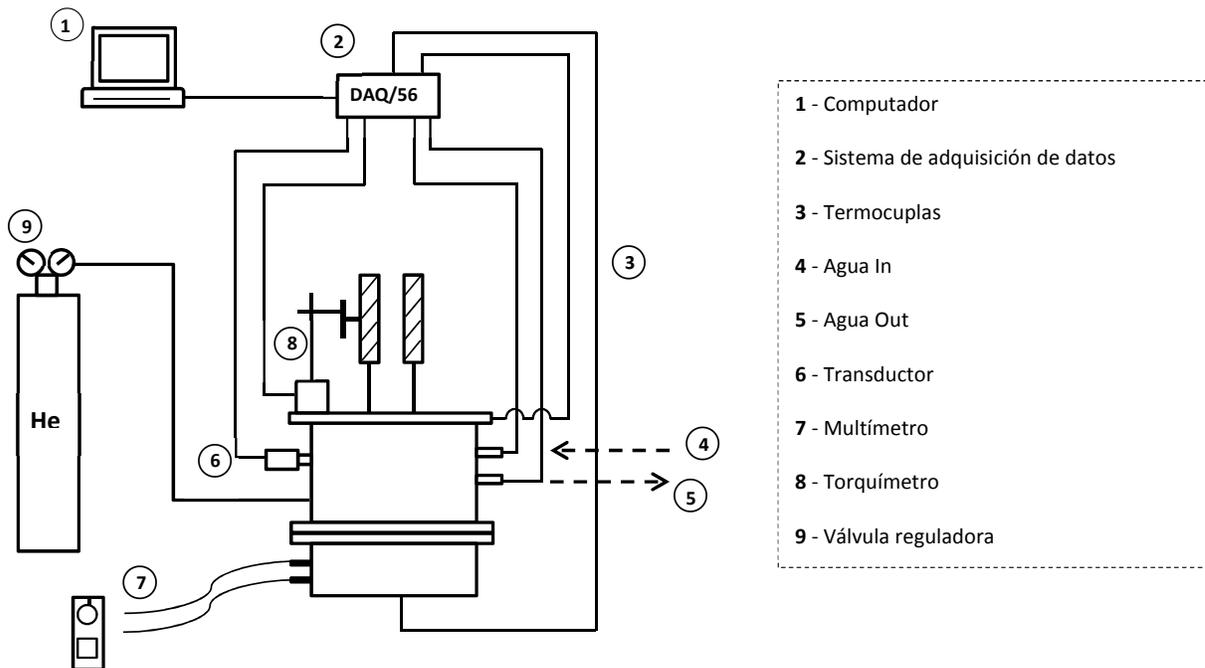


Figura 9.7: Figura esquemática del banco de pruebas.

Capítulo 10

Pruebas experimentales y resultados.

Con las pruebas iniciales del motor realizadas y el banco de pruebas montado (ver figura 10.1), se procede a realizar las pruebas experimentales para la caracterización de los parámetros revisados en la sección 9.1.

Se utiliza aire y helio como fluido de trabajo. Se escoge para la caracterización del primer gas, tres temperaturas distintas de la sección caliente y en el caso del uso de Helio se caracterizan cuatro temperaturas. Se obtienen las curvas de torque y potencia para cada caso y se realiza un balance de energía por medio del diagrama indicador para cada gradiente.

Con los resultados obtenidos se hace un análisis comparativo entre el uso de Helio y aire como fluidos de trabajo, y comparando los resultados con el modelo numérico bajo los mismos parámetros y condiciones del caso experimental.

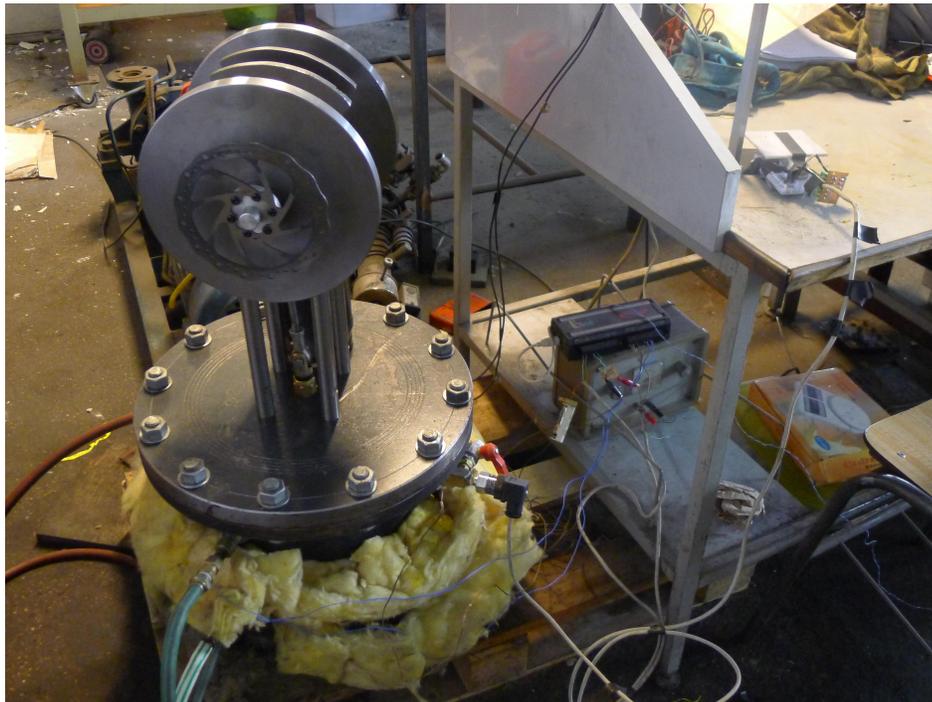


Figura 10.1: Banco de pruebas.

10.1. Resultados y discusión

Para llegar a un estado estacionario de funcionamiento, se necesita aproximadamente una hora de calentamiento para vencer la inercia térmica de la carcasa. Cabe destacar que es necesario tener el motor funcionando para tener realmente un estado estacionario real, es decir, con todos los flujos de calor operando.

10.1.1. Curvas de potencia y Torque

Las curvas de potencia y torque se realizaron con puntos compuestos de medidas promediadas de grupos con 250 datos y una frecuencia de muestreo de $9[Hz]$.

Caso aire

Se utiliza aire a presión ambiente como fluido de trabajo, con lo que la presión media en el sistema es también la ambiente. Como temperaturas menores a 200 C no mostraban un rango medible de torque para el banco de pruebas y temperaturas sobre 350 C están fuera del objetivo de este trabajo, se utilizaron tres temperaturas de operación para la fuente caliente manteniéndose la fuente fría en estado estacionario en un rango de $45 - 60\text{ C}$. En la figuras 10.2, 10.3 y 10.4 se pueden ver los resultados de las pruebas con aire como fluido de trabajo.

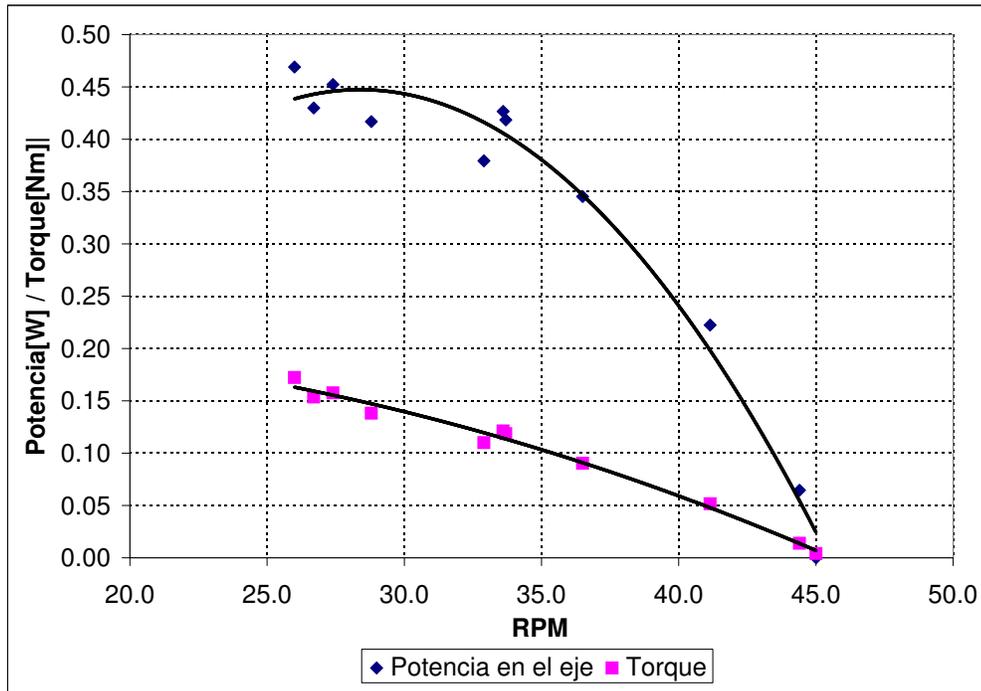


Figura 10.2: Gráfico de potencia y torque para una fuente caliente a 220 C utilizando aire como fluido de trabajo.

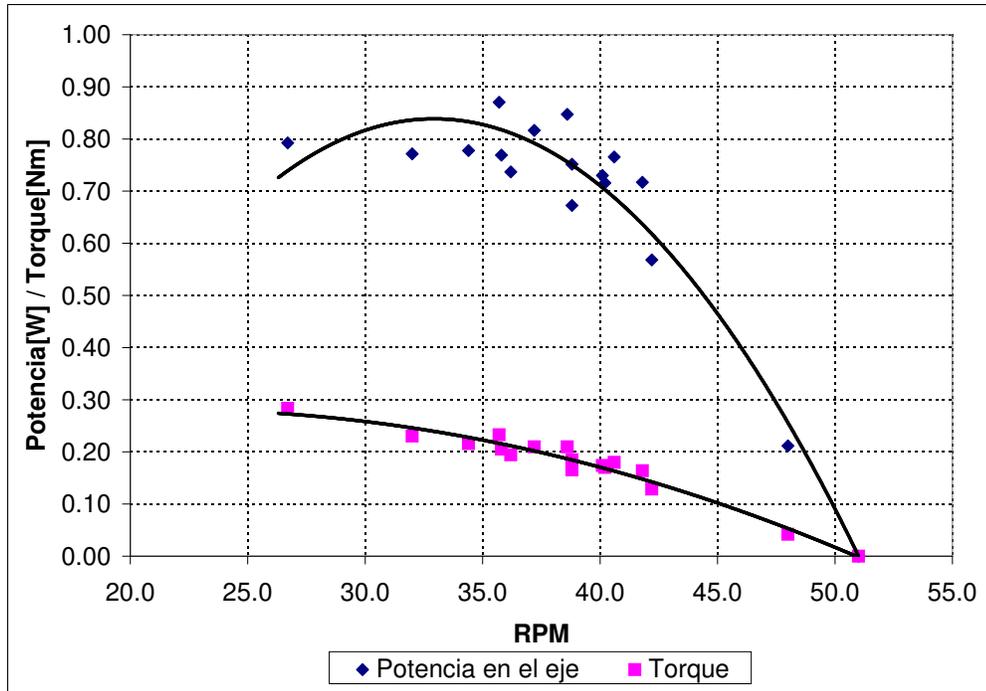


Figura 10.3: Gráfico de potencia y torque para una fuente caliente a 280 C utilizando aire como fluido de trabajo.

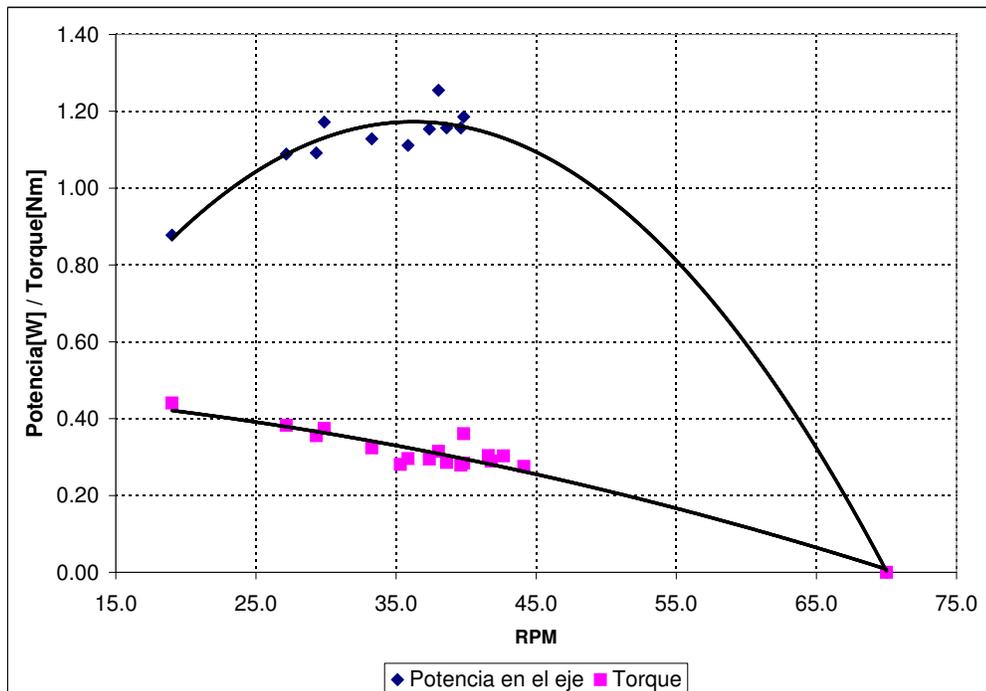


Figura 10.4: Gráfico de potencia y torque para una fuente caliente a 310 C utilizando aire como fluido de trabajo.

En el gráfico 10.2 se muestra el torque y potencia del motor utilizando una fuente fría a 50 C y una caliente a 220 C lo que equivale a $\Delta T = 170$ C. En los resultados se observa

que el torque tiende a aumentar a medida que las revoluciones caen mientras que la potencia adopta una forma cuadrática. La potencia mínima al frenado fue medida a 26 rpm, debido a que el motor se detiene por completo al aplicar torques mayores. La potencia peak medida fue de 0,4[W] a 34 rpm y el motor se revoluciona funciona sin carga alguna a 45 rpm.

En el gráfico 10.3 se muestra el torque y potencia del motor utilizando una fuente fría a 65 C y una caliente a 280 C lo que equivale a $\Delta T = 215$ C. Al igual que el funcionamiento con un $\Delta T = 170$ C, se observan las mismas tendencias para el torque y potencia. Al frenar el prototipo con el torquímetro, no se obtuvieron valores menores a 26 rpm. La potencia máxima medida fue de 0,9[W] a 35 rpm y el motor se embala a 51 rpm.

En el gráfico 10.4 se muestra el torque y potencia del motor utilizando una fuente fría a 70 C y una caliente a 310 C lo que equivale a $\Delta T = 240$ C. Las revoluciones mínimas y máximas fueron de 35 y 62 rpm y la potencia máxima medida fue de 1,46[W] a 40 rpm.

Se observa en la figura 10.5 que para los casos estudiados existe un aumento en el desempeño del motor según el aumento del gradiente térmico, reflejado en las potencias máximas conseguidas. Las potencias punta se ubican cada vez a mayores revoluciones al incrementar la temperatura, debido a la menor ponderación que tienen las pérdidas mecánicas frente al trabajo por ciclo.

Se observa en la tendencia de las curvas que a medida que el gradiente térmico aumenta, las velocidades mínimas de funcionamiento tienden a ser menores. Esto se puede explicar debido a que al tener un mayor ΔT se tiene un mayor trabajo por ciclo, lo que disminuiría la influencia de las pérdidas de potencia.

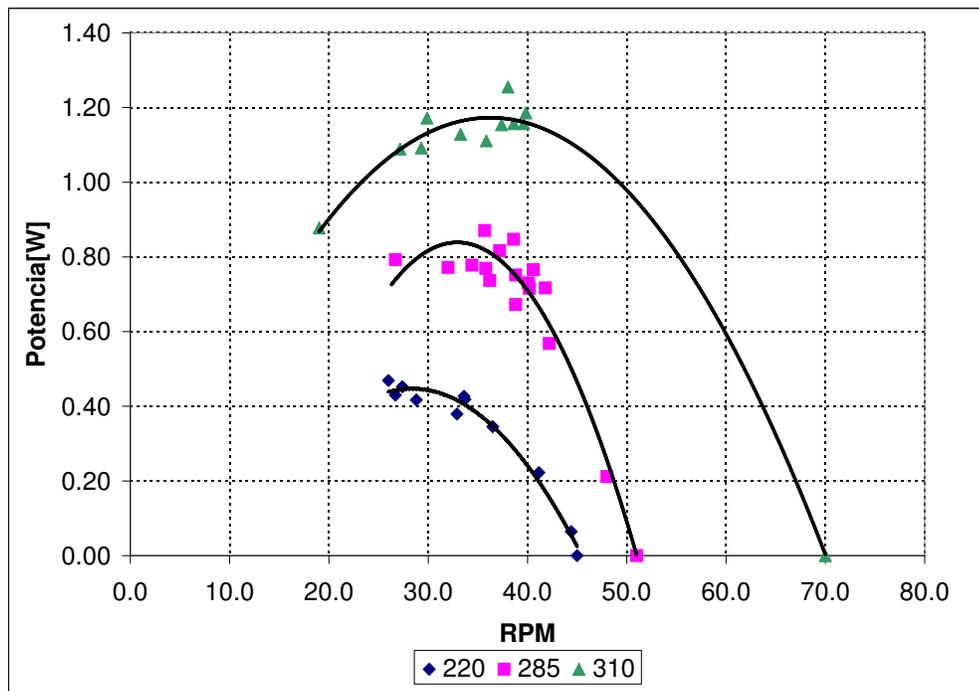


Figura 10.5: Curvas de potencia según rpm para distintos T_h , utilizando aire como fluido de trabajo.

La falta de valores de torque para revoluciones cercanas a la operación sin carga para las tres curvas estudiadas es debido a la influencia en el torquímetro de una leve desalineación del eje de potencia. Esto no resultó problema para el funcionamiento del motor pero el efecto oscilatorio fue magnificado por el diámetro del disco de freno al disminuir aún más el breve espacio libre que existe en el caliper del torquímetro. Este efecto, en definitiva disminuyó la sensibilidad del medidor.

Caso helio

Para los cálculos con helio fue necesario primero reemplazar el aire en el motor, purgándolo con helio. Para asegurar que el porcentaje de helio en el sistema fuese el máximo posible, la purga fue realizada durante 2 minutos. A continuación se redujo gradualmente la cantidad de helio entrante al sistema, sin detener completamente el flujo, para equiparar el helio ingresado a las posibles pérdidas de fluido en el sistema.

Mientras que el ciclo con aire funciona con presiones relativas tanto positivas como negativas a la ambiente, la presión media del sistema en el ciclo con helio se mantiene sobre la presión ambiente con el objetivo que exista siempre un diferencial de presión positivo hacia el ambiente y así no se contamine el fluido de trabajo con el aire.

Al revisar el diferencial mínimo con el que rompe la inercia el motor, se observó un diferencial de 75 C entre intercambiadores ($T_h = 100$ y $T_k = 25$ C), con una potencia eléctrica ingresada de 422[W]. Por este motivo se opta en este caso a obtener datos de caracterización para un $\Delta T = 150$ C que es el utilizado en la modelación numérica.

Se intentó obtener además curvas de torque con gradientes cercanos a los utilizados en la sección 10.1.2, adquiriéndose valores para $T_h = 240$ C y $T_h = 290$ C. El valor de $T_h = 310$ C no se pudo alcanzar, debido a que el input de energía necesario para mantener esta temperatura constante, era mayor al capaz de suministrar la fuente de poder.

En la figuras 10.6, 10.7 y 10.8 se pueden ver los resultados de las pruebas con helio como fluido de trabajo.

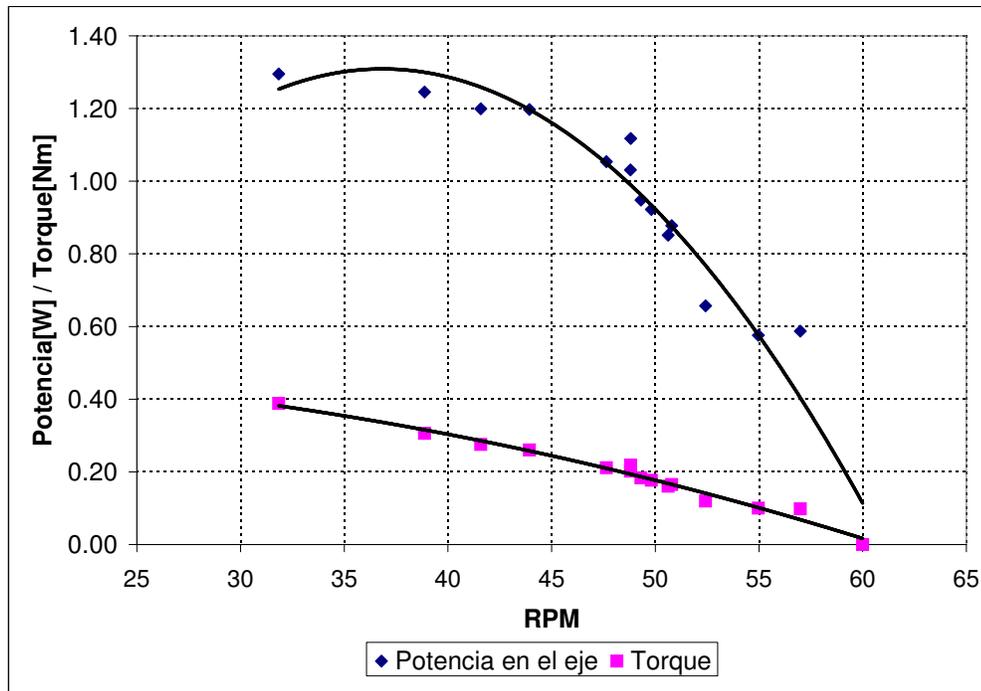


Figura 10.6: Gráfico de potencia y torque para una fuente caliente a 170 C utilizando helio como fluido de trabajo.

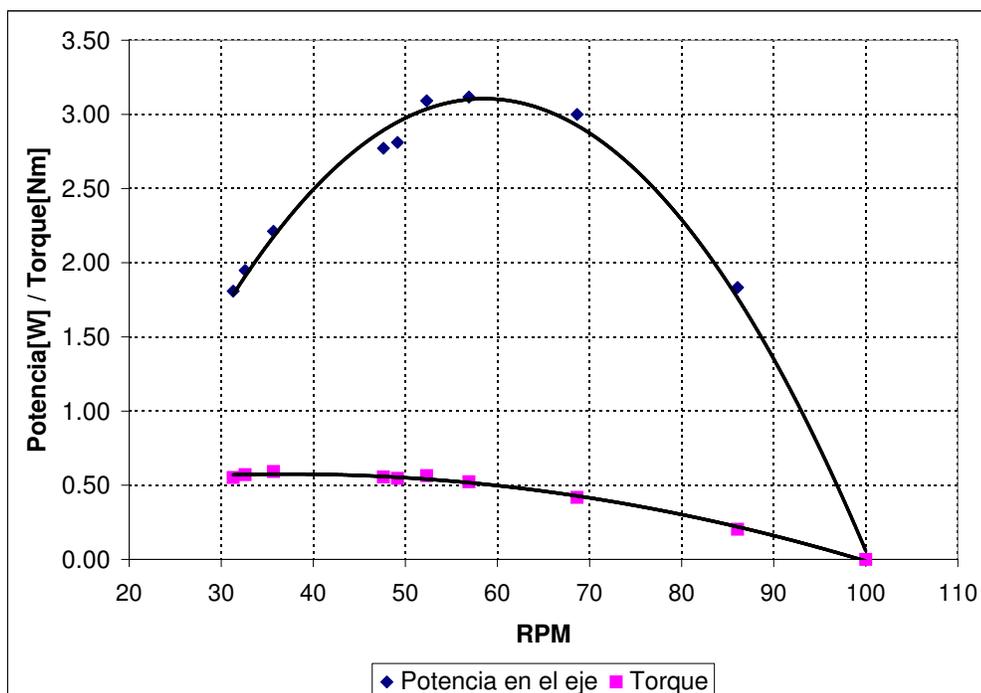


Figura 10.7: Gráfico de potencia y torque para una fuente caliente a 238 C y utilizando helio como fluido de trabajo.

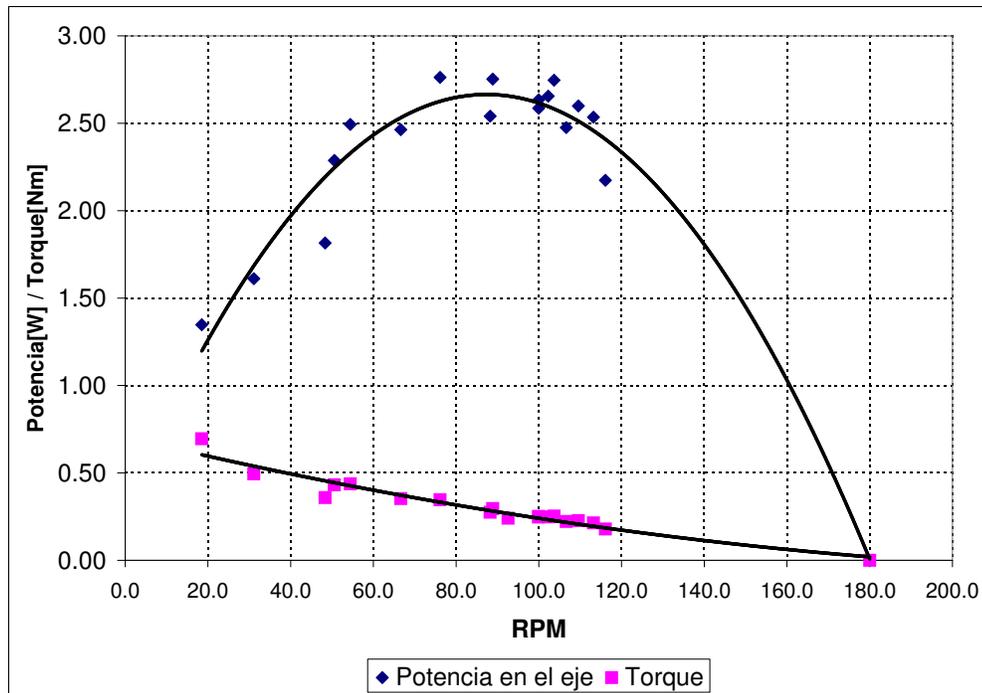


Figura 10.8: Gráfico de potencia y torque para una fuente caliente a 287 C y utilizando helio como fluido de trabajo.

En el gráfico 10.6 se muestra el torque y potencia del motor utilizando una fuente fría a 35 C y una caliente a 175 C lo que equivale a $\Delta T = 150$ C, donde se repite la tendencia parabólica esperada para la potencia. La potencia mínima medida fue de 26 rpm, debido a que el motor se detiene al aplicar torques mayores. La potencia máxima medida fue de 0,87[W] a 36 rpm y la velocidad de embalamiento se produce a 60 rpm. La curva de torque, por su parte, muestra que este aumenta a medida que las revoluciones del motor caen.

En el gráfico 10.7 se muestra el torque y potencia del motor utilizando una fuente fría a 50 C y una caliente a 238 C lo que equivale a $\Delta T = 188$ C. Al igual que en el caso con menor gradiente térmico se observa que el torque tiende a aumentar a medida que las revoluciones caen, mientras que la potencia adopta una curva cuadrática. No se obtuvieron valores menores a 40 rpm y la potencia máxima medida fue de 2,41[W] a 67 rpm , la velocidad de embalamiento se produce a 136 rpm.

En el gráfico 10.8 se muestra el torque y potencia del motor utilizando una fuente fría a 54 C y una caliente a 287 C lo que equivale a $\Delta T = 233$ C. Las revoluciones mínimas y máximas medidas fueron de 19 y 180 rpm y la potencia máxima medida fue de 2,76[W] a 40 rpm.

Existe, como se mencionó, un aumento significativo del input de energía para alcanzar un estado estacionario del motor a una temperatura dada. Por ejemplo, para mantener $T_h = 285$ con aire como fluido de trabajo es necesario ingresar 910[W], pero con el uso de helio se debe ingresar al sistema 1129[W]. Esto es debido a las mejores cualidades de transferencia de calor del gas entre la sección fría y la caliente.

Se observa en la figura 10.9 que para los casos estudiados con helio, al igual que con el uso de aire, existe un aumento en el desempeño general del motor según el aumento del gradiente térmico, reflejado en las potencias máximas conseguidas y en las rpm de embalamiento.

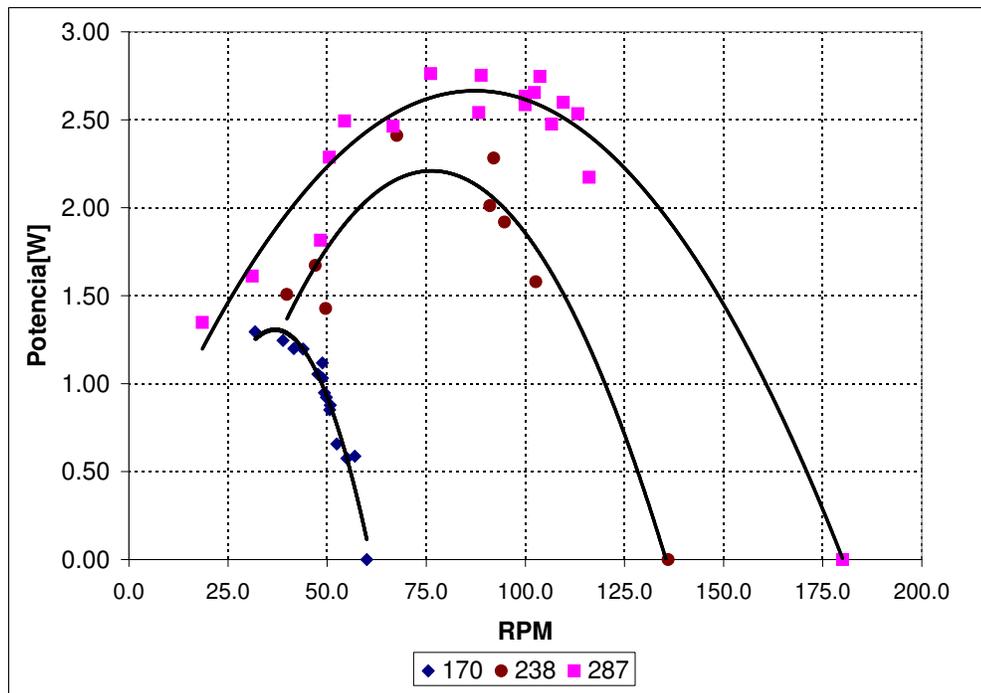


Figura 10.9: Curvas de potencia según rpm para distintos T_h , utilizando helio como fluido de trabajo.

Al comparar el desempeño del motor bajo condiciones similares de funcionamiento, se observa que el desempeño con helio como fluido de trabajo tiende sistemáticamente a aumentar al doble de la potencia según el gradiente térmico. Esto se puede ver mejor en la figura 10.10 donde son contrastadas las potencias máximas encontradas para cada caso analizado según el valor normalizado de gradiente térmico τ . Esto concuerda con las diferencias de funcionamiento esperadas entre el uso de helio y aire y a las proporciones encontradas con el modelo numérico.

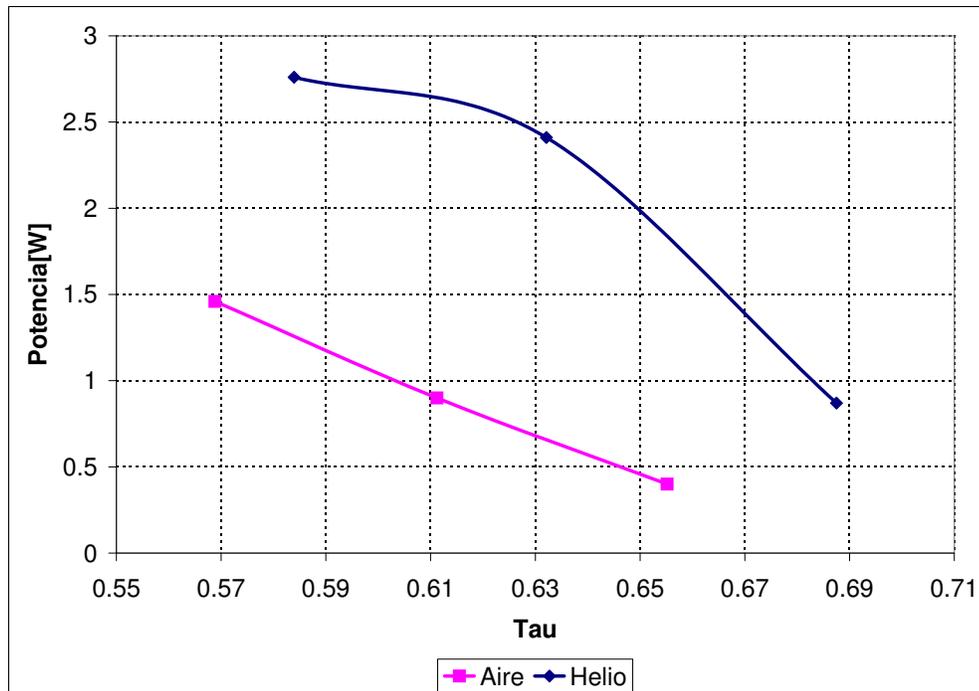


Figura 10.10: Gráfico de potencia máxima según temperatura estacionaria de la fuente caliente utilizando aire y helio como fluidos de trabajo.

10.1.2. Balance de energía

Se seleccionaron los datos para una muestra por fluido de trabajo. Para comparar las pruebas se prefirieron muestras con un trabajo en el eje similar, y gradientes de temperatura distintos: $T_h = 310$ C para la muestra con aire y $T_h = 175$ C para el caso del helio. A continuación se detalla el desglose de los flujos energéticos para cada caso.

Caso aire

En el caso del uso de aire como fluido de trabajo, se utilizaron por facilidad en la obtención de datos las mismas condiciones usadas en la curva de potencia ($\dot{E}_{in} = 981[W]$) para mantener el heater a 310 C. Se analizó la energía intercambiada en el sistema con aire como fluido de trabajo. En la figura 10.11 se tiene el diagrama indicador para $T_h = 310$ C con $\Delta T = 240$ C a 31 rpm, con las isothermas reales de la fuente fría $T_{k_{gas}} = 170$ C y caliente $T_{h_{gas}} = 189$ C equivalente a $\Delta T = 18$ C. Los resultados significativos se condensan en la tabla 10.1.

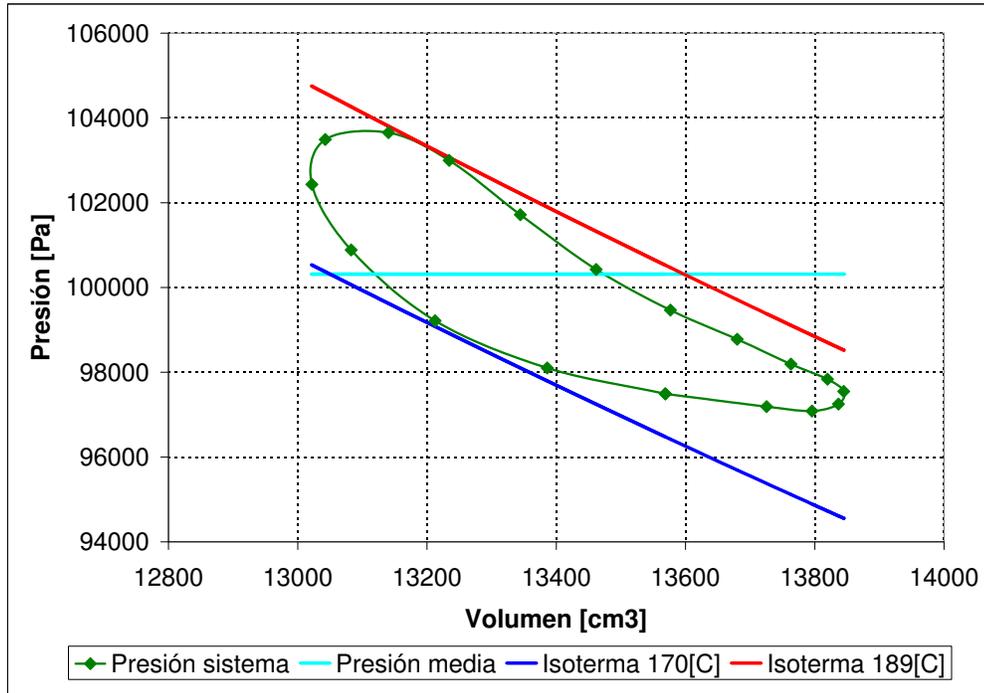


Figura 10.11: Diagrama PV con ciclo indicado para aire a $T_h = 310\text{ C}$

Tabla 10.1: Resultados para diagrama indicado

Valores experimentales	rpm	31
	P_{in}	981,5[W]
	\dot{Q}_{k-out}	614,4[W]
Valores por ciclo y diagrama indicado	E_{in}	1917,5[J]
	Q_{loss}	1810,3[J]
	Q_{in}	107,1[J]
	$Q_{in-ciclo}$	83,58[J]
	$W_{ind,deal}$	3,37[J]
	W_{ind}	1,38[J]
	W_{eje}	1,16[J]
	W_{loss}	0,22[J]
Eff Carnot para gradiente usado	$\eta_{Carnot-fuente}$	41.88%
Eff interior ciclo indicado	$\eta_{interior}$	41.02%
Eff mecánica	η_{mech}	84.03%
Eff heater	η_h	74.87%
Eff Global	η_{global}	0.06%

Las temperaturas de las isotermas entre las que se encuentra el ciclo T_{h-ind} y T_{k-ind} presentan un gradiente térmico pequeño, lo que demuestra una baja transmisión de calor hacia el gas desde los intercambiadores. Lo anterior se traduce en una eficiencia del heater de $\eta_h = 74,87\%$.

La eficiencia global resulta en $\eta_{global} = 0,06\%$ equivalente a un $0,14\%$ de la eficiencia

de Carnot. Estos valores son debido a los grandes flujos de calor que no realizan trabajo ($Q_{loss} = 1810,3$ [J]) respecto a la energía que sí lo hace ($Q_{in-ciclo} = 83,58$ [J]). Estos flujos se pueden deber tanto a un funcionamiento poco efectivo de los IC como al puente térmico entre el lado caliente y el frío, demostrado por diferencia de la temperatura de equilibrio real de la sección fría ($T_k = 45 - 70$ C) frente a la de diseño ($T_k = 20$ C).

El ciclo indicado muestra una forma redondeada a diferencia del ciclo ideal. Esto es esperable ya que el ciclo se presenta como el movimiento continuo de la transmisión mecánica, no pudiendo discretizarse para cada etapa del ciclo. La expansión del fluido resulta no ser isotérmica, disminuyendo su temperatura desde 174 C a medida que el aire aumenta su volumen. Lo último es debido a que el aire de la sección de expansión y el pistón de potencia se ubican en la sección fría del motor. Al acercarse a su volumen máximo, el aire tiende a una temperatura cercana a los 170 C, disminuyendo al comprimirse el fluido de trabajo hasta $T_{k-ind} = 156$ C. La eficiencia interior alcanzada $\eta_{int} = 43,7\%$ y la asimetría del ciclo se interpreta como una participación desigual de los intercambiadores de calor existiendo un desacople relativo mayor para el heater.

Según el trabajo indicado y el entregado en el eje, las pérdidas mecánicas alcanzan cerca de un 15 % del trabajo indicado, estando dentro de un rango esperado. Estas pérdidas se pueden deber principalmente al roce y desalineación del eje de transmisión.

Cabe notar que las temperaturas de las isothermas mostradas son sólo una aproximación al valor real de las temperaturas en la vecindad de las resistencias eléctricas, donde será la temperatura del fluido de trabajo mayor a T_{h-ind} y en el cilindro de expansión menor a T_{k-ind} .

Caso helio

En el caso del uso de aire como fluido de trabajo, se utilizaron $\dot{E}_{in} = 555$ [W] de potencia para mantener el heater a 175 C. Se analizó la energía intercambiada en el sistema con helio como fluido de trabajo. En la figura 10.12 se tiene el diagrama indicado para $T_h = 175$ C con $\Delta T = 140$ C a 60 rpm, con las isothermas reales de la fuente fría $T_{k_{gas}} = 89$ C y caliente $T_{h_{gas}} = 107$ C equivalente a $\Delta T = 9$ C. Los resultados significativos se condensan en la tabla 10.2.

Las temperaturas de las isothermas T_{h-ind} y T_{k-ind} muestran una mayor transmisión de calor hacia el fluido de trabajo que en el caso con aire, con una eficiencia del heater $\eta_h = 84,60\%$ y una eficiencia global del 0.20 %, equivalente a un 0.64 % de la eficiencia máxima para el gradiente térmico nominal.

El ciclo indicado muestra un ajuste similar al del caso con aire a las isothermas fría y caliente traducido en una eficiencia interior $\eta_{int} = 42,36\%$. Además, la tendencia a que la temperatura del fluido disminuya en la etapa de compresión más que en la de intercambio de calor se mantiene. Esto quiere decir que bajo los parámetros estudiados, el fluido de trabajo no cambia el funcionamiento del motor por ciclo, pero sí logra aumentar la eficiencia del sistema por medio del mejor aprovechamiento del recurso térmico, es decir tener un desempeño similar con un menor gradiente térmico.

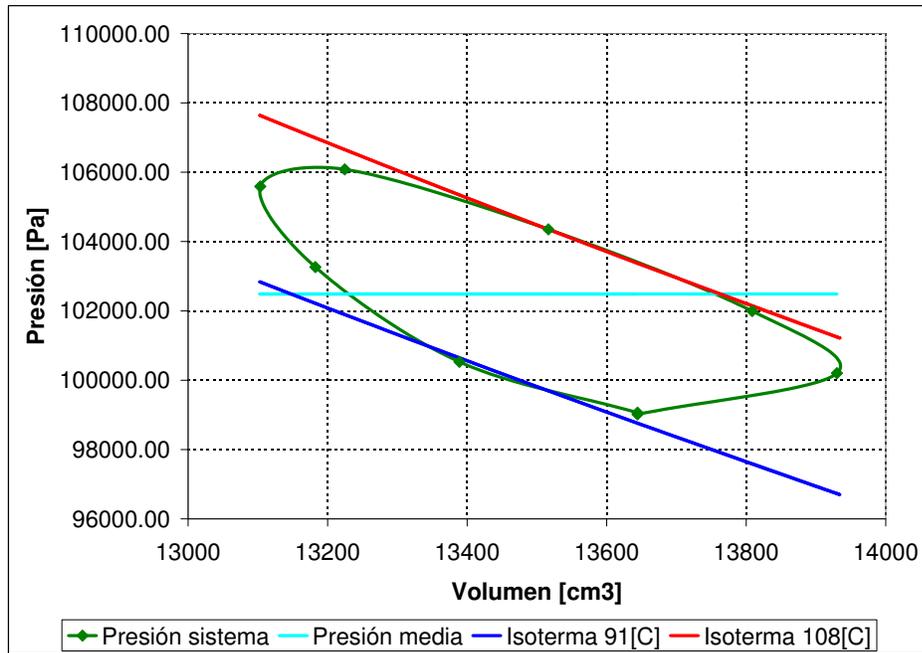


Figura 10.12: Diagrama PV con ciclo indicado para $T_h = 175\text{ C}$

Tabla 10.2: Resultados para diagrama indicado

Valores experimentales	rpm	51
	P_{in}	555,0[W]
	\dot{Q}_{k-out}	512,0[W]
Valores por ciclo y diagrama indicado	E_{in}	654,10[J]
	Q_{loss}	551,97[J]
	Q_{in}	102,1[J]
	$Q_{in-ciclo}$	76,95[J]
	$W_{ind,deal}$	3,9[J]
	W_{ind}	1,60[J]
	W_{eje}	1,10[J]
	W_{loss}	0,5[J]
Eff Carnot para gradiente nominal usado	$\eta_{Carnot-fuente}$	31.25 %
Eff interior ciclo indicado	$\eta_{interior}$	42.10 %
Eff mecánica	η_{mech}	67.61 %
Eff heater	η_h	84.60 %
Eff Global	η_{global}	0.17 %

Por otra parte, aunque el diferencial térmico real en los dos casos estudiados prácticamente es el mismo, las rpm de operación de ambos diagramas indicados son distintas: 31 rpm para el uso de aire y 51 rpm para el uso de helio. Esto se interpreta nuevamente como una mayor transferencia de calor por parte del helio que a mayores revoluciones mantiene un trabajo indicado equivalente.

Por último, la eficiencia mecánica es de un 68 % frente al 84 % en el caso con aire. Este

resultado es consistente con el hecho que las pérdidas mecánicas están relacionadas estrechamente con la velocidad de giro, debido a que a mayores velocidades de desplazamiento, las pérdidas de fluido dinámicas y por roce aumentan [28]. Si se desea una caracterización más detallada de la eficiencia mecánica y el desempeño mecánico, se sugiere obtener la curva de trabajo mecánico forzado por medio del cálculo del trabajo indicado para varias magnitudes de torque.

En resumen, las mejores propiedades de transferencia de calor del helio, hacen que el gradiente termal efectivo utilizado por el ciclo sea mayor. Por esta razón se obtienen los mismos resultados encontrados en el caso del aire, pero con menor cantidad de energía ingresada por ciclo y entregando, en consecuencia, una mayor eficiencia global.

10.1.3. Comparación con modelo numérico

Una vez obtenidas las curvas de caracterización, se comparan estos resultados a los entregados por el modelo numérico. Dado que el motor sufre cambios en su fase constructiva, se reevalúa el modelo emulando las condiciones reales del motor. Además, los espacios muertos no ponderados en el diseño se agregan equitativamente al modelo numérico como volumen muerto a los intercambiadores frío y caliente.

Es importante mencionar que no se realizan cambios en los modelos matemáticos utilizados en el modelo numérico, debido a que esto presenta un trabajo de profundización fuera de los objetivos de esta Tesis.

Del nuevo modelamiento se obtienen las figuras 10.13 y 10.14 que muestran el contraste frente a los valores experimentales para una temperatura del heater de 310 C ($\Delta T = 240$ C), en el caso del aire y de 175 C ($\Delta T = 140$ C) en el caso del helio.

Se observa que el trabajo obtenido en forma empírica en ambos casos es menor que el perteneciente al modelo matemático. Esto se puede explicar primero por los distintos cambios constructivos en el prototipo respecto al modelo numérico utilizado para el diseño, y segundo, por las diferencias entre la representación adoptada para diseñar el prototipo respecto al comportamiento real. Estas diferencias de representatividad incluyen la influencia real de las paredes de los IC en la transferencia de calor, las dimensiones finales de los espacios de trabajo y volúmenes muertos, las pérdidas de calor no contempladas como la conducción axial por la carcasa desde la sección caliente a la fría y las pérdidas mecánicas por roce y desalineación existentes en el prototipo construido.

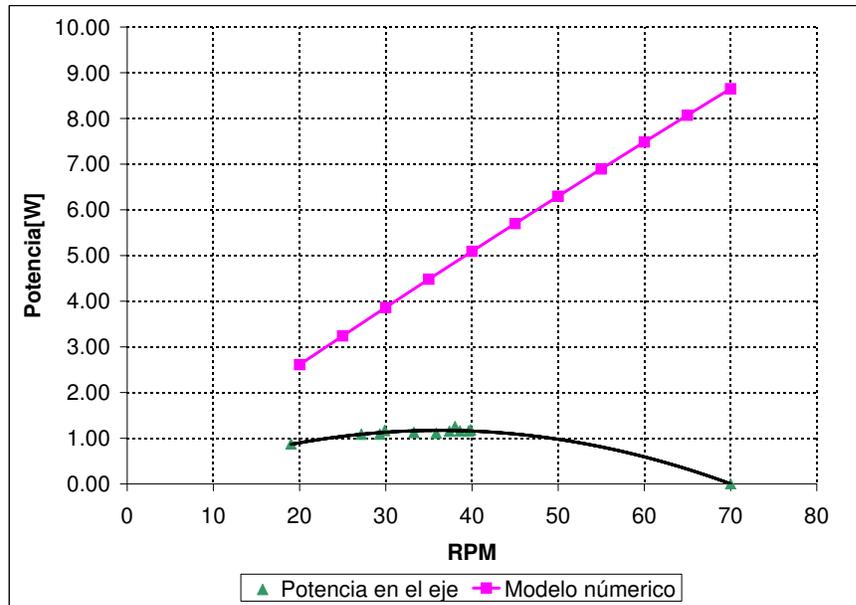


Figura 10.13: Gráfico comparativo de potencia real y generada por el modelo numérico caso aire a 310 C.

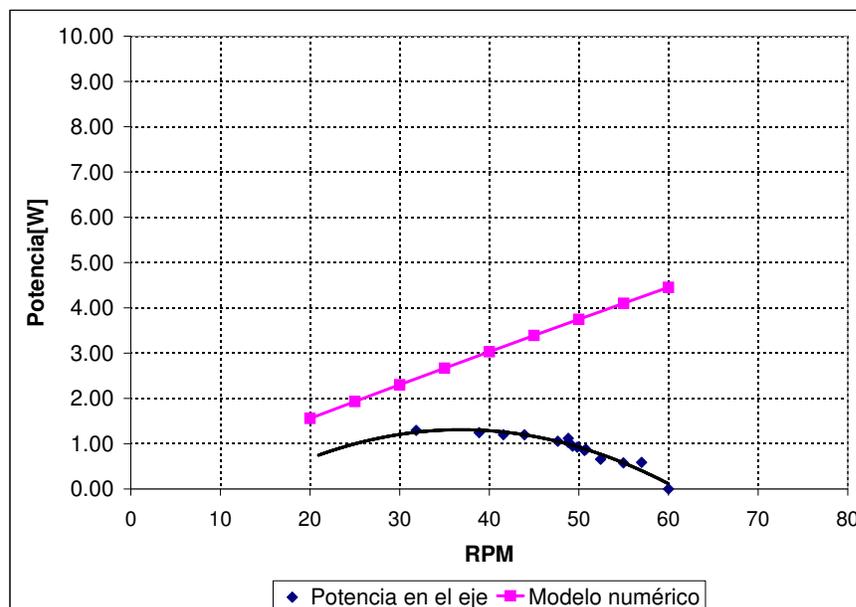


Figura 10.14: Gráfico comparativo de potencia real y generada por el modelo numérico caso helio a 175 C.

Al comparar el diagrama indicador obtenido numéricamente para 300 C a 31 rpm con los resultados de la sección 10.1.2 (figura 10.15), se observa que el área del diagrama indicador es mayor y más simétrica que la entregada por los datos experimentales debido a la diferencia entre la efectividad de los intercambiadores de calor modelados y los reales. El trabajo realizado por el modelo numérico en el ciclo indicado es de 8,21[J] sobre los 1,38[J] entregados por el ciclo real lo que es mas de 4 veces mayor. Con esto se reafirma el que los intercambiadores de calor no cumplen su labor de la forma representada en el modelo numérico.

Dentro de las diferencias entre el comportamiento real y el modelado se encuentra el intercambio de calor hacia el fluido por la carcasa. Mientras esta es considerada adiabática para el modelo numérico, en el prototipo resulta ser una superficie importante frente a los IC, que presenta un perfil de temperaturas y realiza intercambio térmico con el fluido de trabajo.

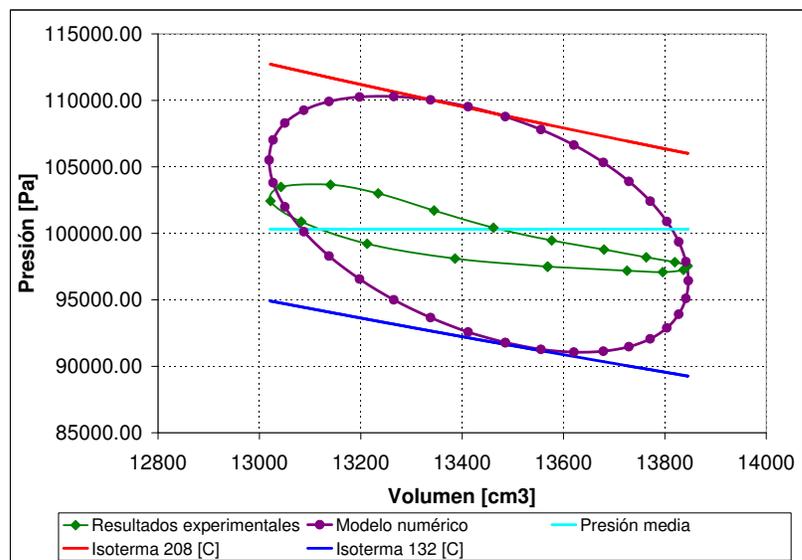


Figura 10.15: Gráfico comparativo de diagrama indicador numérico y experimental bajo las mismas condiciones, caso aire a 310 C.

En el caso del uso de helio, existe una diferencia menor con respecto al modelo numérico, el que entrega un trabajo indicado de $6,38[J]$ sobre $1,63[J]$ del ciclo indicado real, lo que muestra un mayor ajuste que usando aire como fluido de trabajo.

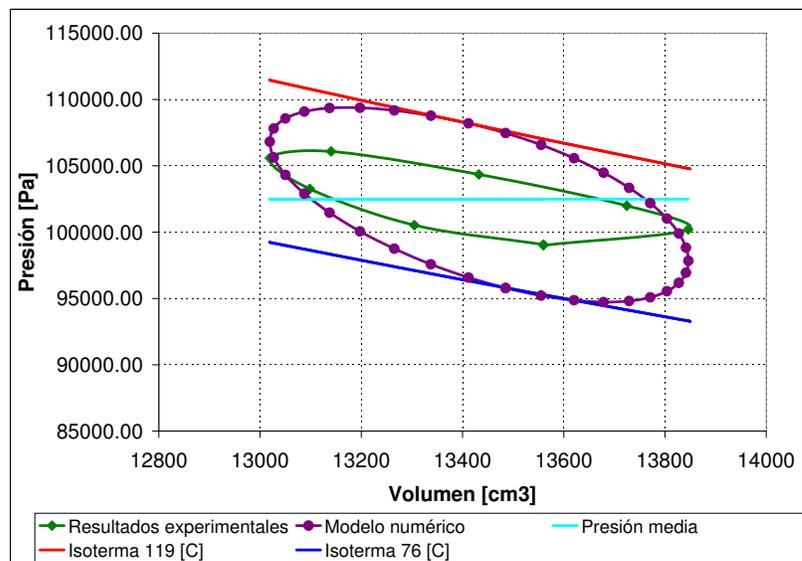


Figura 10.16: Gráfico comparativo de diagrama indicador numérico y experimental bajo las mismas condiciones, caso helio 175 C

El mayor ajuste del helio, para un trabajo por ciclo similar, se puede explicar por el menor gradiente térmico nominal utilizado para su funcionamiento en relación al aire. Esta menor diferencia de temperatura genera menores pérdidas por conducción en la carcasa. Este fenómeno en consecuencia genera una menor distorsión del intercambio de calor respecto al modelo numérico.

Lo anterior se observa en las tablas 10.1 y 10.2 con valores de Q_{loss} por ciclo igual a 1810 [J] para el aire y 551 [J] para el helio, teniendo en ambos casos un trabajo por ciclo similar.

Otro elemento que afecta a la potencia del prototipo son los volúmenes muertos sumados por los intercambiadores de calor que no ajustan de forma perfecta en el espacio esperado en el modelo numérico. Características no ponderadas como la profundidad de roscado de las conexiones en la carcasa, el grado las deformaciones propias del moldeado del serpentín de cobre y el espacio extra que generan las uniones soldadas de las bridas, aumentan el espacio muerto respecto a lo esperado obteniendo una menor potencia específica por volumen de fluido de trabajo.

En el gráfico de la figura 10.17 se observa, para una temperatura de 220 C y con aire a presión ambiente, el cambio en la potencia final obtenida por el motor numérico, según el aumento del volumen muerto en el modelo.

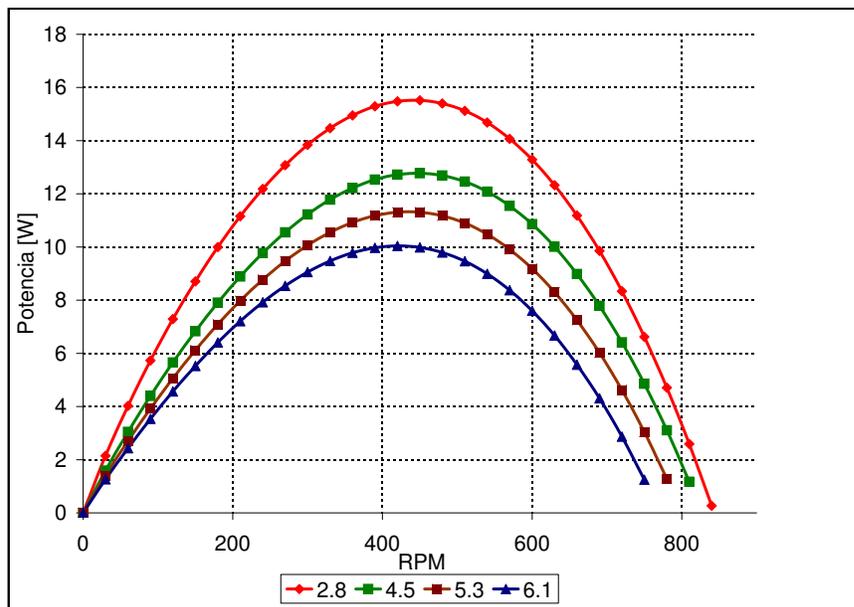


Figura 10.17: Gráfico comparativo de potencia máxima según variaciones en los volúmenes muertos según valor de κ .

El resultado del modelo numérico indica la influencia de los volúmenes muertos en el desempeño del motor. En esta dirección, la utilización de intercambiadores de calor de flujo externo e inmersos en el fluido de trabajo, no resulta la mas adecuada para estos volúmenes de trabajo debido a la dificultad de disminuir los espacios muertos. Por otra parte, al estar los IC inmersos en el fluido de trabajo, se vuelve también un diseño poco flexible a la hora de hacer cambios en el prototipo.

Se recomienda para futuros trabajos el uso de intercambiadores de calor externos al volumen de trabajo, con volúmenes pequeños de fluido de trabajo en los IC en relación a la superficie de intercambio de calor. Este es el caso de los utilizados en concentración solar [54] y motores de combustión externa [48]. Otra solución es utilizar la superficie de los mismos espacios de trabajo como intercambiadores, y de esta manera las pérdidas de carga se reducen al mínimo y facilita una modelación numérica representativa. Ejemplos de este tipo de intercambio se pueden encontrar en la literatura [6, 47, 55].

Si revisamos los balances de energía realizados en el prototipo se observa que, en general, más del 90 % de la energía no aporta en mantener el gradiente térmico nominal que se quiere estudiar, disipándose finalmente por la carcasa o por el intercambiador frío. Esta es la razón de una eficiencia global baja en relación a las eficiencias del heater e interior, que están basadas en el flujo de la energía útil del ciclo. Esta perdidas son el principal obstaculo en el uso eficiente de la energía en este prototipo. Se recomienda en futuros trabajos evitar un puente térmico entre los IC y los espacios de trabajo.

Siguiendo con lo mencionado en el párrafo anterior, las temperaturas de la pared de la carcasa, modificadas por el flujo de calor, influyen en el intercambio de calor final de cada IC. Se debe cuidar que las superficies en contacto con el fluido de trabajo, a excepción del regenerador, mantengan temperaturas no influenciadas por el funcionamiento transiente del motor. En esta dirección se sugiere el uso de desplazadores con un largo varias veces mayor que su diámetro para diferenciar las secciones frías y calientes y usar el gradiente térmico de la zona central de la carcasa como ayuda al regenerador o como regenerador en si mismo. [28].

En todos los casos estudiados se produjeron pérdidas de presión y fluido de trabajo provenientes de la holgura del pistón de potencia que tal como se mencionó en la sección 8.2 posee un coeficiente de expansión térmica que produce una pérdida de la tolerancia. Por su dilatación a altas temperaturas aumenta el roce con la pared del cilindro y su contracción a bajas temperaturas aumenta la holgura, perdiéndose de esta manera el sello del cilindro. Esto se ve aumentado en presencia de fluidos de trabajo de baja densidad como el helio. Se recomienda en futuros trabajos utilizar materiales con bajo coeficiente de expansión térmica para así mantener el trabajo generado.

Si a la pérdida de presión por fuga de fluido de trabajo se le suma el uso de presiones superiores a la atmosférica, es necesario utilizar un espacio de contención de la *Buffer pressure* (ver sección 2.5.1) que mantenga un diferencial de presión referido solo a la presión media y la máxima/mínima del sistema. Se aconseja de esta manera revisar motores del tipo beta en la literatura que son, en general utilizados para presiones altas de funcionamiento [28, 48, 6].

Conclusiones

En el presente trabajo se realizó satisfactoriamente un análisis experimental del desempeño de un motor del ciclo Stirling con un bajo gradiente térmico, el cual fue basado en el trabajo de Vidal [1]. De esta manera se generó precedente para futuros trabajos experimentales.

Para realizar el análisis se perfeccionó el modelo numérico de Vidal. Con el que se apoyó el diseño y construcción un prototipo optimizado para un funcionamiento con bajo gradiente entálpico.

Junto con el diseño y construcción del motor se implementó un banco de pruebas. En él se realizaron experiencias con helio y aire, de las que se adquirieron datos para un análisis de los parámetros de desempeño del prototipo frente a bajos diferenciales de temperatura. Resultados que se contrastaron con los del modelo numérico de diseño.

Modelo numérico

Del programa computacional para modelar motores del tipo Stirling, se concluye que este facilita el diseño y posibilita decidir entre distintos parámetros de diseño acelerando el desarrollo de un prototipo. Esta plataforma permite:

- Almacenar distintos diseños de motores Stirling con sus parámetros en archivos independientes.
- Permitir la simulación de los parámetros significativos de operación del motor según tipo de fluido de trabajo, presión media de trabajo y gradiente térmico utilizado.
- Visualizar resultados como perfiles de temperatura, torque, potencia según rpm y diagrama indicador y entregar los datos de parámetros notables en un archivo de texto independiente al código.
- Modificar las ecuaciones que gobiernan el modelo e integrar nuevas opciones de geometrías, tipos de intercambiadores de calor y regenerador.

Cabe destacar que las mejoras que fueron incorporadas al modelo son un avance significativo al modelo ya existente.

Motor modelado

Con esta plataforma numérica se modeló un prototipo de motor tipo Gamma enfocado al uso de bajas entalpías, al que se le realizaron satisfactoriamente:

- Un análisis de sensibilidad de las dimensiones y parámetros referidas a los intercambiadores de calor, espacios de trabajo, conjunto de transmisión y carcasa con el objetivo de maximizar el trabajo por ciclo a bajas revoluciones, lo que disminuyeron las rpm de embalamiento en un 70 % y aumento la potencia máxima en un 52 % respecto al caso base.
- Un análisis de sensibilidad de las condiciones de operación de prototipo final modelado, para el uso de aire, helio e hidrógeno, con temperatura T_h de 170 C y 200 C y 1 a 4 bar de presión.

Del análisis al prototipo final modelado se concluye que:

- Para el caso de diseño ensayado, el modelo adiabático y el modelo analítico de Schmidt entregan un 150 % y un 300 % del valor de potencia final encontrado.
- Las diferencias entre modelos numéricos se tornan críticas en motores de baja entalpía. Así, el uso de modelos numéricos como el de Schmidt pueden generar prototipos reales de bajo diferencial térmico que no funcionen.
- El desempeño del motor depende fuertemente de la efectividad de los intercambiadores de calor.
- La potencia máxima del motor se ve aumentada con el uso de helio e hidrógeno respecto al aire, incrementándose en cada caso en 200 % y 400 % bajo un mismo gradiente térmico , tanto por la mejor transferencia de calor como por la menor pérdida de carga asociada a estos gases.
- La potencia que el motor es capaz de producir depende de la presión media en el sistema y fluido de trabajo utilizado. Si la presión media sube a 4 bar la potencia máxima aumenta en 4.5 veces para el helio y 25 veces para el hidrógeno respecto al uso de aire a presión ambiente.
- Se concluye que el mejor fluido de trabajo es el hidrógeno, pero esto implica adoptar medidas referentes a la flamabilidad del mismo y a la fragilización que puede causar al material del motor.

Prototipo construido

De las pruebas al prototipo se puede concluir que el diseño del motor influye directamente en el desempeño del mismo, tanto en los aspectos mecánicos como en la transferencia de calor, este sentido tenemos que:

- Los espacios muertos afectan negativamente el desempeño del motor. Se debe buscar disminuirlos al máximo.
- La utilización de intercambiadores de calor de tubos tiende a aumentar los espacios muertos.
- La transferencia de calor axial por la carcasa disminuye la eficiencia global del sistema pues transfiere calor desde la zona caliente a la fría. Esto es especialmente importante en motores de baja entalpía.
- El uso de pistones de materiales poliméricos no resulta recomendado ya que su coeficiente de expansión es elevado, variando drásticamente la tolerancia realizada con el

maquinado, desde fugas del fluido de trabajo a bajas temperaturas a roces elevados en altas temperaturas.

- El uso del prototipo a presiones mayores a la atmosférica requiere de una sección de contención de la presión o «buffer zone» para mantener un diferencial mínimo de presión y en consecuencia evitar las fugas del fluido de trabajo y disminuir oscilaciones bruscas en el torque.

Pruebas realizadas

De los resultados obtenidos mediante el banco de pruebas, se puede concluir que:

- Se implementaron satisfactoriamente los sensores necesarios para constituir un banco de pruebas para el prototipo donde se pueden realizar mediciones de temperatura, rpm y presión.
- Se diseñó y construyó un torquímetro para realizar mediciones de torque en el banco de pruebas creado. El mismo debe ser mejorado.
- Se implementó un sistema computacional de adquisición de datos para ser utilizado por los sensores en el banco de pruebas.
- Por medio del banco de pruebas se obtuvieron valores representativos del desempeño del prototipo bajo el uso de aire y helio como fluido de trabajo y a distintos gradientes térmicos.
- El aumento en el gradiente térmico utilizado por el motor, conlleva un aumento en el desempeño del prototipo, lo que se refleja en las potencias máximas conseguidas.
- A medida que el gradiente térmico se incrementa, las velocidades mínimas de funcionamiento tienden a ser menores y el trabajo útil por ciclo aumenta.
- La transferencia de calor axial mas las pérdidas al ambiente implican que el 90 % del calor no es útil. Esto implica que el diseño debe evitar estos fenómenos.
- Al ser un motor de baja entalpía, existe un importante efecto de la efectividad de la transferencia de calor desde la fuente caliente en el desempeño final.
- El trabajo obtenido en forma empírica con aire y helio es menor al entregado por el modelo numérico. Esto se puede explicar por las diferencias entre la representación matemática de transferencia de calor, adoptada en el diseño del prototipo, respecto al prototipo real.
- Las tendencias encontradas para el funcionamiento del motor con helio y aire son similares al modelo numérico. Se observa que las mejores propiedades de transferencia de calor y fluidodinámicas del helio permiten al motor operar con menos energía ingresada y a mayor frecuencia para el obtener un trabajo por ciclo equivalente.
- El desempeño con el uso de Helio es sistemáticamente mayor que con el uso de aire, alcanzándose un 200 % de la potencia para el rango evaluado de gradientes térmicos, lo que se ajusta a las proporciones encontradas en el modelo numérico.

Futuros trabajos

El presente trabajo en conjunto: la modelación numérica; el diseño y construcción; preparación del banco de pruebas y la adquisición de datos experimentales provee de una base para realizar futuros trabajos experimentales o mejoras relativas a prototipos de motores Stirling, como la expuesta a continuación:

Modelo numérico y banco de pruebas

- Agregar definiciones más detalladas de la matemática de los intercambiadores de calor involucrados y los fenómenos fluidodinámicos que ocurren.
- Creación de nuevos diseños utilizando la herramienta numérica aquí descrita.
- Análisis comparativos más profundos de los parámetros de diseño utilizados.
- Para una mejor evaluación y control de las pérdidas del sistema, se sugiere agregar el uso de calefactores de guarda en la carcasa de los prototipos.
- Estructuración de un banco de pruebas modular donde se puedan probar distintas configuraciones de prototipos.

Uso del prototipo existente

- Modificación de parámetros reales del diseño como elementos de transmisión, geometría de los intercambiadores y sellos mecánicos del prototipo.
- Análisis comparativo con otros fluidos de trabajo hidrógeno.
- Caracterización más detallada del desempeño mecánico por medio de la curva de trabajo mecánico forzado calculada desde el trabajo indicado para varias magnitudes de torque.

Futuros prototipos

- Uso de presiones mayores a la atmosférica.
- Uso de otros fluidos de trabajo como Hidrógeno.
- Diseños con configuraciones distinta a la tipo gama.
- Cuidar la eficiencia global del sistema evitando las transferencias de calor parásitas.
- Se recomienda el uso de intercambiadores externos al volumen de trabajo y con un pequeño volumen en relación al superficie de intercambio de calor.
- Para mantener temperaturas estables en los espacios de intercambio y/o trabajo, el uso de desplazadores con un largo varias veces mayor a su diámetro puede resultar efectivo.
- Uso de otras fuentes de calor como la radiación solar, biomasa o energía geotérmica.

Comentario final

El desarrollo de los motores Stirling siendo una tecnología con más de 150 años de existencia aún tiene mucho campo de desarrollo e investigación en el campo de baja entalpía. Por ejemplo la transmisión mecánica, la transferencia de calor y el uso de distintas fuentes de calor son algunos puntos donde pueden obtener grandes avances a un bajo coste económico.

La autonomía y flexibilidad con la que cuentan los motores de Stirling, los hace interesantes para avanzar hacia una utilización autónoma, donde la confiabilidad del equipo es primordial. Esto especialmente enfocado a lugares que presentan potenciales fuentes como las geotérmicas que frecuentemente resultan de difícil acceso que es un caso recurrente en la geografía chilena.

Analizándolo desde la Universidad y su investigación, el sistema Stirling tiene una serie de puntos interesantes como por ejemplo:

- Tecnología de manufactura al alcance de las capacidades de la Universidad.
- Posibilidad de desarrollar en poco tiempo equipos funcionales y de desempeño competitivo.
- Amplio espectro de potenciales focos de desarrollo a nivel nacional e internacional.

Lo anterior hace que este tipo de desarrollo sea una opción atractiva, viable e innovadora tanto para el contexto académico de investigación como para el desarrollo nacional.

Bibliografía

- [1] William Vidal. Diseño de un motor stirling tipo gamma de baja diferencia de temperatura. Memoria, Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Departamento de Ingeniería Mecánica, Octubre 2008.
- [2] Navarrete. Diseño de motor stirling para generación eléctrica con fuentes geotérmicas. Memoria, Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Departamento de Ingeniería Mecánica, Enero 2008.
- [3] Koichi Hirata. Development of a small 50w class stirling engine. In *Sixth International Symposium On Marine Engineering*, pages 235–240. Japan Ship Research Institute, October 2000.
- [4] Hirata K Takeuchi M Yamamoto T. Iwamoto I, Toda F. Comparison of low-and high-temperature differential stirling engines. *Proceedings of eighth International Stirling engine conference*, page 2938, 1997.
- [5] I. Ureli and D.M. Berchowitz. *Stirling Cycle Analysis*. Adam Hilger Ltd., 2008.
- [6] H. Karabulut, C. Çinar, E. Oztürk, and H.S. Yücesu. Torque and power characteristics of a helium charged stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism. *Renewable Energy*, 35(1):138 – 143, 2010.
- [7] Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises. Performance of low-temperature differential stirling engines. *Renewable Energy*, 32(4):547 – 566, 2007.
- [8] Artin Der Minassians. *Stirling Engines for Low-Temperature Solar-Thermal-Electric Power Generation*. PhD thesis, EECS Department, University of California, Berkeley, Dec 2007.
- [9] K. Hirata, S. Iwamoto, F. Toda, and K. Hamaguchi. Performance evaluation for a 100 w stirling engine. In *Proceedings of 8th International Stirling Engine Conference*, pages 19–28, 1997.
- [10] Wikipedia. Sustainability. <http://en.wikipedia.org/wiki/Sustainability>, 2011. Retrieved 22 July.
- [11] Arjun Makhijani. *Carbon-Free and Nuclear-Free: A Roadmap for U.S. Energy Policy*. IEER Press, Takoma Park, Maryland, 3rd edition edition, 2010.

- [12] Pamela Margaret Williams. *University Leadership for Sustainability: an Active Dendritic Framework for Enabling Connection and Collaboration*. Doctor of philosophy in environmental studies, School of Geography, Environment and Earth Sciences, 2008.
- [13] Soteris A. Kalogirou. *Solar Energy Engineering - Processes and Systems*. Elsevier, Oxford, 1st edition edition, 2009.
- [14] Ralph Keeling Pieter Tans. Time history of atmospheric carbon dioxide from 800,000 years ago until january, 2009. <http://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/history.html>, 2011. Retrieved 10 August, 2011.
- [15] IPCC. Ipcc, 2007: Climate change 2007: Synthesis report. contribution of working groups i, ii and iii to the fourth assessment report of the intergovernmental panel on climate change. Technical report, Geneva, Switzerland, 2008.
- [16] Marcelo Tokman. Política energética: Nuevos lineamientos. Technical report, Comisión Nacional de Energía, Santiago, Chile, 2008.
- [17] IEA OECD. *World Energy Outlook 2010, resumen ejecutivo*. International Energy Agency, Paris, France, 2010.
- [18] Kjell Aleklett, Mikael Höök, Kristofer Jakobsson, and Michael Lardelli. The peak of the oil age - analyzing the world oil production reference scenario in world energy outlook 2008. *Energy Policy*, 38:1398–1414, 2010.
- [19] Federico Quilodrán. Los cortes de gas a chile, en el máximo de los últimos años. <http://www.lanacion.com.ar/909310-los-cortes-de-gas-a-chile-en-el-maximo-de-los-ultimos-anos>, Mayo 17 2007.
- [20] Elmundo.es. Putin aprueba el corte total del suministro de gas ruso a europa a través de ucrania. <http://www.elmundo.es/mundodinero/2009/01/07/economia/1231313359.html>, 2009.
- [21] Colegio de Ingenieros de Chile. *Energías renovables no convencionales : energía sustentable para Chile*. Colegio de Ingenieros de Chile, 2010.
- [22] Rudnick Palma Borregaard, Dufey. Escenarios energéticos chile 2030. Technical report, Plataforma escenarios energéticos- Chile 2030, 2010.
- [23] Valgesta Energía. Impacto de las energías renovables en la operación del sistema. Technical report, ACERA, 2011.
- [24] D.G. Thombare and S.K. Verma. Technological development in the stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(1):1 – 38, 2008.
- [25] Alfredo Lahsen. Origen y potencial de energía geotérmica en los andes de chile. *Recursos Minerales de Chile. Univ. de Concepción, J. Frutos*, pages 423–486, 1986.

- [26] Wikipedia. Boiler explosion. http://en.wikipedia.org/wiki/Boiler_explosion, 2010.
- [27] Wikipedia. Steam locomotive boiler explosion. http://en.wikipedia.org/wiki/File:Boiler_explosion_1850.jpg, 2010.
- [28] Graham Walker. *Stirling Engines*. Oxford University Press, 1980.
- [29] W. Martini. *Stirling Engine Design Manual*. National Aeronautics and Space Administration, second edition, 1983.
- [30] Wikipedia. Dish-stirling research project in font-romeu-odeillo, france. <http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Dish-stirling-at-odeillo-03.jpg>, 2005.
- [31] KWB biomass heating systems. Kwb micro chp. <http://www.stirlingpowermodule.com/>, 2008.
- [32] Stirling cryogenics. Stirling cryogenics cooling systems. <http://www.stirlingcryogenics.com/products/>, 2008.
- [33] Kockums-ThyssenKrupp Marine Systems. Kockums a26. <http://www.kockums.se/en/products-services/submarines/kockums-a26/>, 2009.
- [34] Henry W. Jr. Brandhorst, Raymond L. Kirby, and Peter A. Chapman. Progress in developing a new 5 kilowatt free-piston stirling space convertor. *AIP Conference Proceedings*, 969:602–608, 2008.
- [35] STOREY J.W.V. et al. A new power generator for site-testing in antarctica. Technical report, University of South Wales, 2002.
- [36] James R. Senft. *Mechanical Efficiency of Heat Engines*. Cambridge University Press, 2007.
- [37] Senft. An ultra-low temperature differential stirling engine. *Proceeding of the 7th international stirling engine conference*, 1991.
- [38] Senft JR. *Ringbom Stirling engines*. Oxford University Press, New York, 1993.
- [39] F. Toda. Development of 300w class low temperature differential stirling engine. *Proceedings, 7th ICSC, Tokyo, JSME.*, page 211, 1995.
- [40] Víctor Agüero. Diseño y construcción de un motor stirling para la generación de energía eléctrica. Memoria, Universidad Nacional de ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica, 2006.
- [41] Miroslav Golub Ivo Kolin, Sonja Koscak-Kolin. Geothermal electricity production by means of the low temperature difference stirling engine. *World Geothermal Congress 2000, proceedings*, 2000.
- [42] M.Golub & S.Koscak-Kolin D.Rajkovic. Technical and economic possibilities of using

- low temperature geothermal sources in croatia. *17th International Mining Congress and Exhibition of Turkey- IMCET2001*, pages 615–620, 2001.
- [43] Lloyd C. A low temperature differential stirling engine for power generation. Master’s thesis, University of Canterbury, 2009.
- [44] Webb R. Gaynor, P. and C. Lloyd. Power generation using low temperature differential stirling engine technology. In *World Geothermal Congress 2010*, Bali, Indonesia, April 2010.
- [45] Área de máquinas y motores térmicos Universida de Burgos. El ciclo stirling. <http://www2.ubu.es/ingelec/maqmot/StirlingWeb/ciclo/ciclo.htm>, 2009.
- [46] N.C. J. Chen and F. P. Griffin. *A review of Stirling engine mathematical models*. Oak ridge National laboratory, U. S. department of energy, 1983.
- [47] Can Cinar and Halit Karabulut. Manufacturing and testing of a gamma type stirling engine. *Renewable Energy*, 30:57–66, 2005.
- [48] Koichi Hirata. Mechanical loss reduction of a 100 w class stirling engine. In *Proceedings of 11th International Stirling Engine Conference*, pages 338–343, 2003.
- [49] Eldesouki Eid. Performance of a beta-configuration heat engine having a regenerative displacer. *Renewable Energy*, 34(11):2404 – 2413, 2009.
- [50] C. San Marchi and J.A. Zelinski. Technical reference on hydrogen compatibility of materials, high-alloy ferritic steels: Ferritic stainless steels (code 1500). Technical reference, Sandia National Laboratories, October 2006.
- [51] SKF. Skf online catalogue. Technical report, 2012.
- [52] Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises. Thermodynamic analysis of a stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. *Renewable Energy*, 31:345 – 359, 2006.
- [53] Refrigerating American Society of Heating and Inc Air-Conditioning Engineers. *ASH-RAE Handbook - Fundamentals (SI Edition)*. .. 2007.
- [54] François Nepveu, Alain Ferriere, and Françoise Bataille. Thermal model of a dish/stirling systems. *Solar Energy*, 83(1):81 – 89, 2009.
- [55] B. Boumeddane M. Abbas, N. Saïd. Thermal performances of stirling engine solar driven. *Revue des Energies Renouvelables CICME*, pages 1 – 10, 2008.
- [56] Richard Budynas, Keith Nisbett, and Joseph E. Shigley. *Shigleys Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill, New York, 8th edition edition, 2008.

Parte IV

Anexos

Anexo A

Estructuras de Archivos

La estructura numérica de Urieli, utilizada por Navarrete y Vidal presenta el uso de un modelo discretizado del funcionamiento del motor, en donde los parámetros y resultados generados, se recalculan en cada paso diferencial.

Los modelos utilizados son dos: el modelo de segundo orden Isotérmico, el cual como se dijo en 2.6.1 se usa en base a un desarrollo numérico. Y un modelo adiabático ideal (sección 2.6.2), al que se le puede agregar la consideración de pérdidas de carga y transferencia de calor para un mejor ajuste (Modelo *Simple*).

Vidal [1] realizó una caracterización de la fuente energética para el prototipo modelado por él, de manera de representar la transferencia de calor desde el recurso no como una temperatura constante, sino como un perfil de temperaturas propio del intercambiador de calor. Pero debido a que los tiempos de cálculo y convergencia, dependían fuertemente de las condiciones iniciales impuestas, lo que en algunos casos generaba altos tiempos de calculo o la no convergencia, se opto por comenzar desde la base de la estructura de Urieli, y agregar algunos elementos del modelo de Vidal, suprimiendo la caracterización del recurso, ya que no es el objetivo principal de este trabajo la optimización del modelo numérico.

Así mismo, las modificaciones realizadas fueron etiquetadas o encerradas con el comentario "%JISL" mientras que las realizadas por Vidal y mantenidas en el actual programa tienen el comentario "%WV".

La ubicación de las funciones agregadas se encuentran resaltadas en las fig A.1 ,A.2 y A.3.

A.1. Estructura modelo Isotérmico de Schimdt

Este modelo consta con funciones para la definición de los elementos geométricos y condiciones de operación del motor modelado. Una vez definido el motor, se calcula los resultados propios del modelo. las relaciones entre las funciones son las mostradas en la siguiente imagen para el caso aquí estudiado.

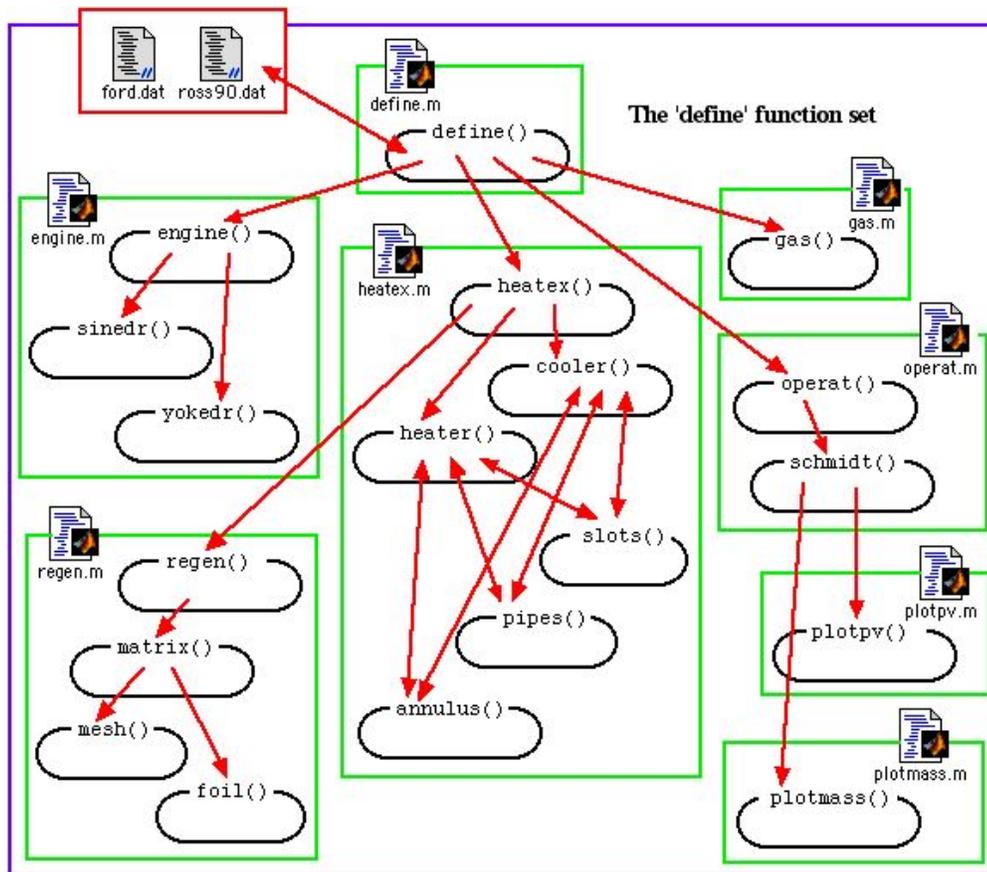


Figura A.1: Estructura modelo *isotérmico* [5]

Por simpleza en la utilización del modelo numérico, la definición de los parámetros geométricos utilizados en «engine.m» se realiza directamente en el archivo y no se pregunta por la vía habitual de construcción de los modelos (ver sección 3.1).

A.2. Estructura modelo Adiabático

Este modelo opera a partir de las mismas definiciones de motor creadas con el modelo Isotérmico, pero se utiliza el set de funciones *Adiabatic* para modelar el desempeño del sistema.

Tal como se hace referencia en la sección 2.6.2, este modelo numérico busca para un diferencial del ciclo (10° en el caso estudiado) un estado «cuasi-estacionario», eso se hace iterando el set de ecuaciones diferenciales asociadas a las ecuaciones de estado hasta que este converge a un estado estacionario, mediante el uso de método Runge-Kutta de cuarto orden, este último estado sirve de condiciones iniciales para la siguiente iteración del diferencial de ciclo.

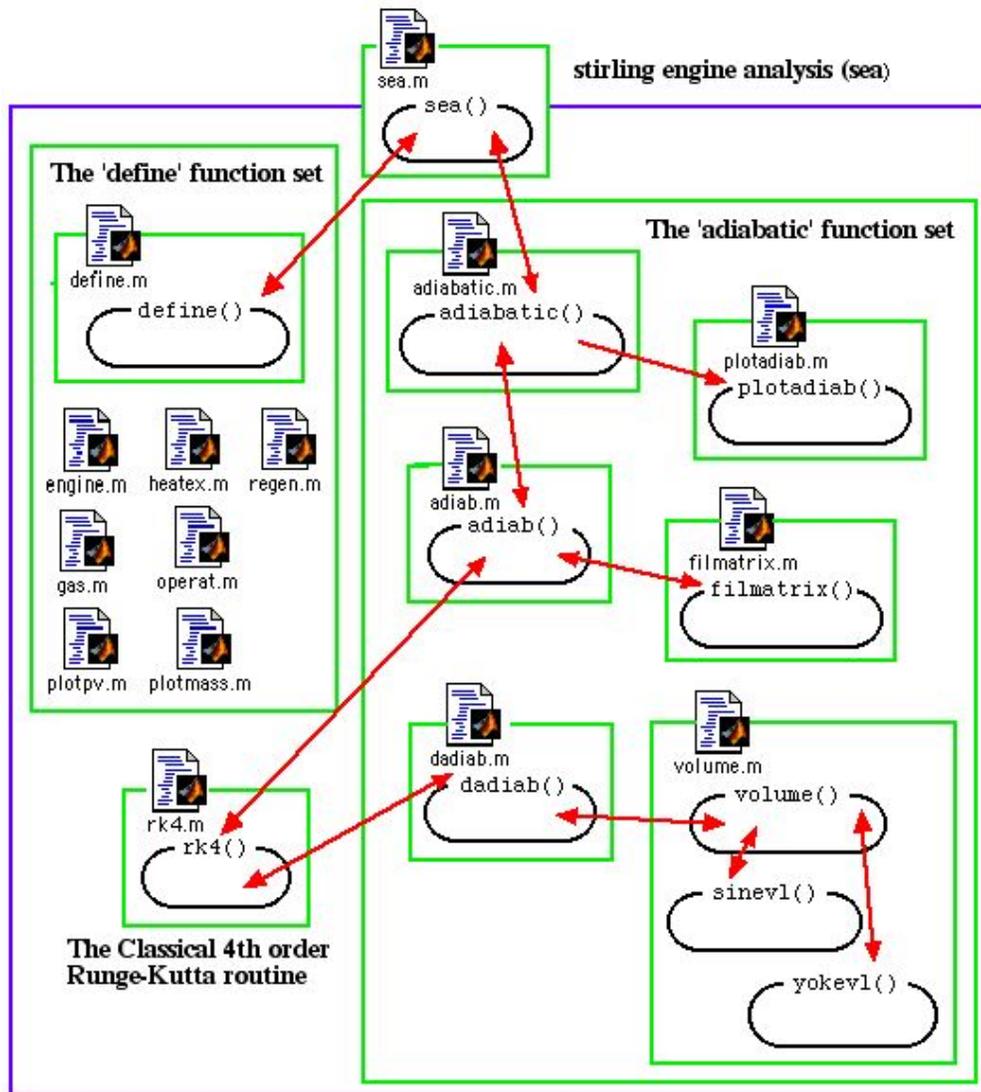


Figura A.2: Estructura modelo *adiabático* [5]

A.3. Estructura modelo Adiabático modificado (SIMPLE)

Este modelo utiliza como base el desarrollo del modelo adiabático ideal, dejando de considerar la temperatura del fluido de trabajo igual a la de los intercambiadores de calor, agregando el fenómeno de transferencia de calor que existe entre las paredes de los intercambiadores y el fluido de trabajo.

Mediante el ser de funciones de *Simple* se itera el modelo adiabático ideal, hasta converger a un sistema estable, resultando finalmente una modelación adiabática ideal con un fluido de trabajo a temperaturas distintas que la fuente. En segundo lugar el modelo agrega caídas de presión existentes en el sistema, en especial las creadas por la geometría de los intercambiadores.

Finalmente este modelo entrega los resultados con un archivo adjunto, en donde se incluyen los resultados de los tres modelos aquí expuestos (figura 3.4).

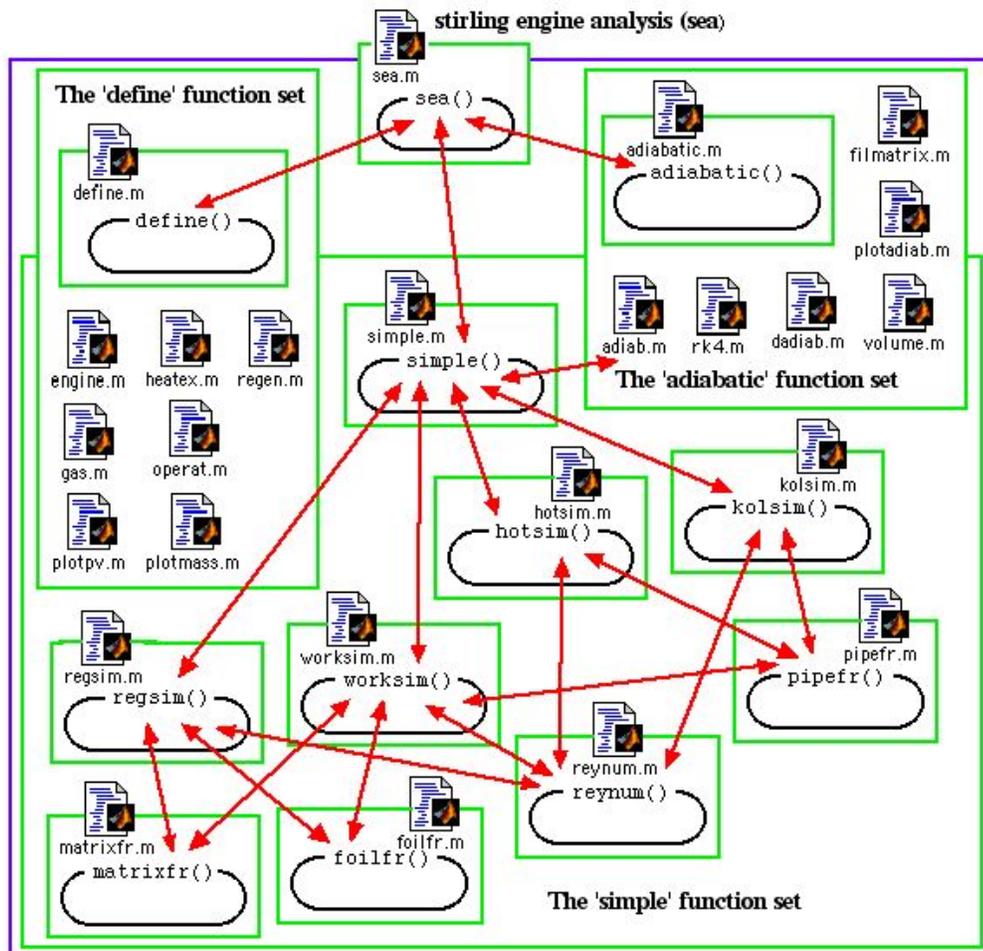


Figura A.3: Estructura modelo *Simple* [5]

Anexo B

Código Matlab Programa Numérico

En el presente apartado se anexa primeramente además del código numérico asociado a la plataforma de simulación, el archivo *motorJISLcasofinal* que entrega parte de la configuración del último motor simulado y el archivo *configuracion.txt* con ciertos parámetros de visualización dispuestos. Cabe notar que en el caso de utilizar la misma geometría de motor de este trabajo, se deben ingresar algunos parámetros directamente en el archivo *engine.m*.

Figura B.1: Archivo de configuración y motor utilizado.

```
1 Initial RPM = 20
2 RPM step = 5
3 New engine data interface (dont run any simulation) [y/n] = n
4 Already created engine filename = motorJISLcasofinal.dat
5 Show Torque (work) plot [y/n] = n
6 Show temperature plot of the simple simulation [y/n] = y
7 Show PV diagram = y
8 Show energy vs crank angle plot = n
9 Show loss plots [y/n] = n
10 Show power per RPM plot [y/n] = y
```

```
1 Engine type:      g
2 -Cooler Type:     e
3 19.05e-3
4 0.005
5 0.10
6 0.000
7 0.005
8 -Regenerator Type:  j
9 0.006
10 0.000001
11 Matrix type:     m
12 0.99999
13 1.00e-3
14 -Heater Type:     e
15 0.015
16 0.010
17 0.10
18 0.005
19 0.005
20 -Gas Type:        he
21 102486
22 308
23 448
```

```

1 function [var,dvar] = adiab
2 % ideal adiabatic model simulation
3 % Israel Urieli, 7/6/2002
4 % Returned values:
5 % var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
6 % dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)
7
8 global tk th % cooler, heater temperatures [K]
9 % *JISL*****
10 global freq
11 global fidconf
12 global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
13 global SW;
14 % *****
15
16 % Row indices of the var, dvar matrices, and the y,dy variable vectors:
17 TC = 1; % Compression space temperature (K)
18 TE = 2; % Expansion space temperature (K)
19 QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
20 QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
21 QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
22 WC = 6; % Work done by the compression space (J)
23 WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
24 W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
25 P = 9; % Pressure (Pa)
26 VC = 10; % Compression space volume (m^3)
27 VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
28 MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
29 MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
30 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
31 MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
32 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
33 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
34 THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
35 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
36 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
37 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
38 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
39 % Size of var (ROWV,COL), y (ROWV), dvar (ROWD,COL), dy (ROWD)
40 ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
41 ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
42 COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
43 % *JISL*****
44 global freq
45 global fidconf
46 global torqdata
47 global dV2
48 global dP
49 global P0
50 % *****
51 %=====
52 fprintf('=====Ideal Adiabatic Analysis=====\n')
53 fprintf('Cooler Tk = %.1f [K], Heater Th = %.1f [K]\n', tk, th);
54 epsilon = 0.01; % Allowable error in temperature (K)
55 max_iteration = 20; % Maximum number of iterations to convergence
56 ninc = 360; % number of integration increments (every degree)
57 step = ninc/36; % for saving values in var, dvar matrices
58 dtheta = 2.0*pi/ninc; % integration increment (radians)
59 % Initial conditions:
60 y(THE) = th;
61 y(TCK) = tk;
62 y(TE) = th;
63 y(TC) = tk;
64 iter = 0;
65 terror = 10*epsilon; % Initial error to enter the loop
66 % JISL*****
67 torq=1:1:360; % vector para recolectar datos de torque)
68 torqe=1:1:360; % vector para recolectar datos de trabajo en area expansión)
69 torqc=1:1:360; % vector para recolectar datos de trabajo en area compresión)
70 dP=1:1:360; % vector para recolectar datos de trabajo forzado)

```

```

71 dV=1:1:360;
72 SW=1:1:360; %vector para recolectar datos de trabajo en el eje)
73
74
75
76
77 % *****
78 % Iteration loop to cyclic convergence
79 while ((terror >= epsilon)&&(iter < max_iteration))
80 % cyclic initial conditions
81     tc0 = y(TC);
82     te0 = y(TE);
83     theta = 0;
84     y(QK) = 0;
85     y(QR) = 0;
86     y(QH) = 0;
87     y(WC) = 0;
88     y(WE) = 0;
89     y(W) = 0;
90
91     fprintf('iteration %d: Tc=%0.1f [K], Te=%0.1f [K]\n', iter, y(TC), y(TE))
92
93     for i = 1:1:ninc
94         [theta, y, dy] = rk4('dadiab', 7, theta, dtheta, y);
95         torq(i)=dy(W);
96         torqe(i)=dy(WE);
97         torqc(i)=dy(WC);
98         dP(i)=y(P);
99         dV(i)=dy(VC)+dy(VE);
100        dV2(i)=y(VC)+y(VE);
101    end
102
103 %     JISL*****
104 % Pruebas para torque en el eje
105     E=0.7; %Eficiencia mecánica
106     P0=sqrt(max(dP)*min(dP));
107     SW=E*torq;
108
109
110     fprintf('\nTrabajo por ciclo indicado: %0.1f [J]\n', sum(torq)*2*pi/360);
111     fprintf('Trabajo por ciclo con pérdidas mecánicas: %0.1f [J]\n', sum(SW)*2*pi/360);
112
113 %     figure(11)
114 %     hold on
115 %     plot(1:1:360, torq*2*pi/360, 'k')
116 %     plot(1:1:360, torqe*2*pi/360, 'r')
117 %     plot(1:1:360, torqc*2*pi/360, 'b')
118 % *****
119
120     terror = abs(tc0 - y(TC)) + abs(te0 - y(TE));
121     iter = iter + 1;
122 end
123 % JISL*****
124 Datostorque = fopen('Datostorque.txt', 'r+');
125 fprintf(Datostorque, 'Torque para %0.0f RPM\n', freq*60);
126 fprintf(Datostorque, 'Ang[Rad]\tTorque/dtheta [Nm/rad]');
127 torqdata=0;
128
129 for j = 1:1:ninc
130 fprintf(Datostorque, '\n%0.3f\t%0.3f', j*(2*pi/360), torq(j)); %Para archivo de registro de
    torques [Watts]
131 torqdata(j,1)=j;
132 torqdata(j,2)=torq(j)*2*pi/360;
133 torqdata(j,3)=torqe(j)*2*pi/360;
134 torqdata(j,4)=torqc(j)*2*pi/360;
135 end
136 fclose(Datostorque);
137
138 % *****
139 if (iter >= max_iteration)
140     fprintf('No convergence within %d iteration\n', max_iteration)

```

```

141 end
142
143 % Initial var and dvar matrix
144 var = zeros(22,37);
145 dvar = zeros(16,37);
146
147 % a final cycle, to fill the var, dvar matrices
148 theta=0;
149 y(QK)=0;
150 y(QR)=0;
151 y(QH)=0;
152 y(WC)=0;
153 y(WE)=0;
154 y(W)=0;
155
156
157 [var ,dvar] = filmatrix(1,y,dy,var ,dvar);
158 for(i = 2:1:COL)
159     for(j = 1:1:step)
160         [theta ,y,dy] = rk4('dadiab',7,theta ,dtheta ,y);
161     end
162     [var ,dvar] = filmatrix(i ,y,dy,var ,dvar);
163 end

```

```

1 function [var,dvar] = adiabatic
2 % ideal adiabatic simulation and temperature/energy vs theta plots
3 % Israel Urieli, 7/20/2002
4 % Returned values:
5 % var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
6 % dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)
7
8 % Row indices of the var, dvar arrays:
9 TC = 1; % Compression space temperature (K)
10 TE = 2; % Expansion space temperature (K)
11 QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
12 QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
13 QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
14 WC = 6; % Work done by the compression space (J)
15 WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
16 W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
17 P = 9; % Pressure (Pa)
18 VC = 10; % Compression space volume (m^3)
19 VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
20 MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
21 MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
22 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
23 MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
24 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
25 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
26 THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
27 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
28 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
29 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
30 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
31 % Size of var(ROWV,COL), dvar(ROWD,COL)
32 ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
33 ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
34 COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
35 =====
36 global freq % cycle frequency [herz]
37 global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
38 global vk % cooler void volume [m^3]
39 global vr % regen void volume [m^3]
40 global vh % heater void volume [m^3]
41
42 % do ideal adiabatic analysis:
43 [var,dvar] = adiab;
44
45 % Print out ideal adiabatic analysis results
46 eff = var(W,COL)/var(QH,COL); % engine thermal efficiency
47 Qkpower = var(QK,COL)*freq; % Heat transferred to the cooler (W)
48 Qrpower = var(QR,COL)*freq; % Heat transferred to the regenerator (W)
49 Qhpower = var(QH,COL)*freq; % Heat transferred to the heater (W)
50 Wpower = var(W,COL)*freq; % Total power output (W)
51 fprintf('=====ideal_adiabatic_analysis_results=====\n')
52 fprintf('Heat transferred to the cooler: %.2f [W]\n', Qkpower);
53 fprintf('Net heat transferred to the regenerator: %.2f [W]\n', Qrpower);
54 fprintf('Heat transferred to the heater: %.2f [W]\n', Qhpower);
55 fprintf('Total power output: %.2f [W]\n', Wpower);
56 fprintf('Thermal efficiency: %.1f [%%]\n', eff*100);
57 fprintf('===== \n')
58
59 % Various plots of the ideal adiabatic simulation results
60 plotadiab(var,dvar);

```

```

1 function [y,dy] = dadiab(theta,y)
2 % Evaluate ideal adiabatic model derivatives
3 % Israel Urieli, 7/6/2002
4 % Arguments: theta - current cycle angle [radians]
5 %             y(22) - vector of current variable values
6 % Returned values:
7 %             y(22) - updated vector of current variables
8 %             dy(16) vector of current derivatives
9 % Function invoked : volume.m
10
11 % global variables used from "define" functions
12 global vk % cooler void volume [m^3]
13 global vr % regen void volume [m^3]
14 global vh % heater void volume [m^3]
15 global rgas % gas constant [J/kg.K]
16 global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
17 global cv % specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
18 global gama % ratio: cp/cv
19 global mgas % total mass of gas in engine [kg]
20 global tk tr th % cooler, regen, heater temperatures [K]
21
22 % Indices of the y, dy vectors:
23 TC = 1; % Compression space temperature (K)
24 TE = 2; % Expansion space temperature (K)
25 QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
26 QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
27 QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
28 WC = 6; % Work done by the compression space (J)
29 WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
30 W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
31 P = 9; % Pressure (Pa)
32 VC = 10; % Compression space volume (m^3)
33 VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
34 MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
35 MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
36 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
37 MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
38 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
39 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
40 THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
41 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
42 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
43 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
44 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
45 %=====
46
47 % Volume and volume derivatives:
48 % [y(VC),y(VE),dy(VC),dy(VE)] = volume(theta);
49 % JISL*****
50 global VPWW % variable para definicion si volumen de expansión es igual a volumen que
    realiza trabajo
51 global pmean
52 [y(VC),y(VE),dy(VC),dy(VE),dyvp] = volume(theta);
53
54 % *****
55 % Pressure and pressure derivatives:
56 vot = vk/tk + vr/tr + vh/th;
57 y(P) = (mgas*rgas/(y(VC)/y(TC) + vot + y(VE)/y(TE)));
58 top = -y(P)*(dy(VC)/y(TCK) + dy(VE)/y(THE));
59 bottom = (y(VC)/(y(TCK)*gama) + vot + y(VE)/(y(THE)*gama));
60 dy(P) = top/bottom;
61
62 % Mass accumulations and derivatives:
63 y(MC) = y(P)*y(VC)/(rgas*y(TC));
64 y(MK) = y(P)*vk/(rgas*tk);
65 y(MR) = y(P)*vr/(rgas*tr);
66 y(MH) = y(P)*vh/(rgas*th);
67 y(ME) = y(P)*y(VE)/(rgas*y(TE));
68 dy(MC) = (y(P)*dy(VC) + y(VC)*dy(P)/gama)/(rgas*y(TCK));
69 dy(ME) = (y(P)*dy(VE) + y(VE)*dy(P)/gama)/(rgas*y(THE));

```

```

70 dpop = dy(P)/y(P);
71 dy(MK) = y(MK)*dpop;
72 dy(MR) = y(MR)*dpop;
73 dy(MH) = y(MH)*dpop;
74
75 % Mass flow between cells:
76 y(GACK) = -dy(MC);
77 y(GAKR) = y(GACK) - dy(MK);
78 y(GAHE) = dy(ME);
79 y(GARH) = y(GAHE) + dy(MH);
80
81 % Conditional temperatures between cells:
82 y(TCK) = tk;
83 if (y(GACK)>0)
84     y(TCK) = y(TC);
85 end
86 y(THE) = y(TE);
87 if (y(GAHE)>0)
88     y(THE) = th;
89 end
90
91 % 7 derivatives to be integrated by rk4:
92 % Working space temperatures:
93 dy(TC) = y(TC)*(dpop + dy(VC)/y(VC) - dy(MC)/y(MC));
94 dy(TE) = y(TE)*(dpop + dy(VE)/y(VE) - dy(ME)/y(ME));
95
96 % Energy:
97 dy(QK) = vk*dy(P)*cv/rgas - cp*(y(TCK)*y(GACK) - tk*y(GAKR));
98 dy(QR) = vr*dy(P)*cv/rgas - cp*(tk*y(GAKR) - th*y(GARH));
99 dy(QH) = vh*dy(P)*cv/rgas - cp*(th*y(GARH) - y(THE)*y(GAHE));
100
101 dy(WC) = y(P)*dy(VC);
102 dy(WE) = y(P)*dy(VE);
103
104 % Net work done:
105 dy(W) = dy(WC) + dy(WE);
106 y(W) = y(WC) + y(WE);

```

```

1 function define
2 %define the stirling engine geometric
3 %and operational parameters
4 %Israel Urieli 4/1/02 (April Fool's Day)
5 clc;
6 %***JISL*****
7 %Borra todas las variables excepto las especificadas (DE UNA RPM A OTRA)
8 clear('freq','freqop','choice','kappa','kappa2','Wmax','Pmax','Efmax','effectmax',
    'kappabreak','fidres','fidopt');
9 clear functions
10 %clear all
11 %*****
12
13 %The set of global variables defined are:
14 %engine
15 global engine_type %s)inusoidal, y)oke (both alpha engines)
16 global vclc vcle %compression,expansion clearance vols [m^3]
17 global vswc vswe %compression, expansion swept volumes [m^3]
18 global alpha %phase angle advance of expansion space [radians]
19 global b1 %Ross yoke length (1/2 yoke base) [m]
20 global b2 %Ross yoke height [m]
21 global crank %crank radius [m]
22 global dcomp dexp %diameter of compression/expansion pistons [m]
23 global acomp aexp %area of compression/expansion pistons [m^2]
24 global ymin %minimum yoke vertical displacement [m]
25 %heatex/cooler
26 global vk %cooler void volume [m^3]
27 global ak %cooler internal free flow area [m^2]
28 global awgk %cooler internal wetted area [m^2]
29 global dk %cooler hydraulic diameter [m]
30 global lk %cooler effective length [m]
31 %heatex/heater
32 global vh %heater void volume [m^3]
33 global ah %heater internal free flow area [m^2]
34 global awgh %heater internal wetted area [m^2]
35 global dh %heater hydraulic diameter [m]
36 global lh %heater effective length [m]
37 %heatex/regenerator
38 global lr %regenerator effective length [m]
39 global cqwr %regenerator housing thermal conductance [W/K]
40 global matrix_type %m)esh or f)oil
41 global vr %regen void volume [m^3]
42 global ar %regen internal free flow area [m^2]
43 global awgr %regen internal wetted area [m^2]
44 global dr %regen hydraulic diameter [m]
45 %gas
46 global rgas %gas constant [J/kg.K]
47 global cp %specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
48 global cv %specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
49 global gama %ratio: cp/cv
50 global mu0 %dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
51 global t0 t_suth %reference temp. [K], Sutherland constant [K]
52 global prandtl %Prandtl number
53 %operat
54 global pmean %mean (charge) pressure [Pa]
55 global tk tr th %cooler, regenerator, heater temperatures [K]
56 global freq omega %cycle frequency [herz], [rads/s]
57 global mgas %total mass of gas in engine [kg]
58 %new data file
59 global new fid
60
61 %JISL*****
62 global fidconf
63 global new
64 global auxconf
65 global filename
66
67 if auxconf==0
68 new = fscanf(fidconf, 'New_engine_data_interface_(dont_run_any_simulation)_[y/n]_=%c');
69 fscanf(fidconf, '%c',1);

```

```

70 filename = fscanf(fidconf, 'Already_created_engine_filename_=% ');
71 fscanf(fidconf, '%', 1);
72 end
73 % *****
74 if strcmp(new, 'y', 1)
75     filename = input('enter_new_filename: ', 's');
76     fid = fopen(filename, 'w');
77 else
78     fid = 0;
79     while fid < 1
80         [fid, message_filename] = fopen(filename, 'r');
81         if fid == -1
82             display(message_filename)
83         end
84     end
85 end
86 engine
87 heatex
88 gas
89 operat
90 status = fclose(fid);

```

```

1 function engine
2 % Define engine configuration and drive geometric parameters.
3 % Israel Urieli 4/14/02
4
5 global engine_type %sinusoidal, yoked (both alpha engines)
6 global new fid %new data file
7
8
9 engine_type = 'u';
10 while(strncmp(engine_type, 'u', 1))
11     if(strncmp(new, 'y', 1))
12         fprintf(' Available engine types are:\n');
13         fprintf(' %s sinusoidal drive\n');
14         fprintf(' %s yoked drive (Ross)\n');
15         fprintf(' %s gamma JISL\n');
16         engine_type = input(' enter engine type ', 's');
17         fprintf(fid, ' Engine type: %s\n', engine_type(1));
18     else
19         engine_type = fscanf(fid, ' Engine type: %s ');
20     end
21     if(strncmp(engine_type, 's', 1))
22         sindrive;
23     elseif(strncmp(engine_type, 'y', 1))
24         yokedrive;
25     elseif(strncmp(engine_type, 'g', 1))
26         gamma;
27     else
28         fprintf(' engine type is undefined\n');
29         engine_type = 'u';
30     end
31 end
32 %=====
33 function sindrive
34 % Sinusoidal drive engine configuration
35 % Israel Urieli 4/14/02
36
37 global vclc vcle %compression, expansion clearance vols [m^3]
38 global vswc vswe %compression, expansion swept volumes [m^3]
39 global alpha %phase angle advance of expansion space [radians]
40 global new fid %new data file
41
42 fprintf(' sinusoidal drive engine configuration\n')
43 if(strncmp(new, 'y', 1))
44     vclc = input(' enter compression space clearance volume [m^3]: ');
45     vswc = input(' enter compression space swept volume [m^3]: ');
46     vcle = input(' enter expansion space clearance volume [m^3]: ');
47     vswe = input(' enter expansion space swept volume [m^3]: ');
48     phase = input(' enter expansion phase angle advance [degrees]: ');
49     fprintf(fid, '%.3e\n', vclc);
50     fprintf(fid, '%.3e\n', vswc);
51     fprintf(fid, '%.3e\n', vcle);
52     fprintf(fid, '%.3e\n', vswe);
53     fprintf(fid, '%.1f\n', phase);
54 else
55     vclc = fscanf(fid, '%e', 1);
56     vswc = fscanf(fid, '%e', 1);
57     vcle = fscanf(fid, '%e', 1);
58     vswe = fscanf(fid, '%e', 1);
59     phase = fscanf(fid, '%f', 1);
60 end
61 fprintf('\n sinusoidal drive engine data summary:\n');
62 fprintf(' comp clearance, swept vols %.1f, %.1f [cm^3]\n', vclc*1e6, vswc*1e6);
63 fprintf(' exp clearance, swept vols %.1f, %.1f [cm^3]\n', vcle*1e6, vswe*1e6);
64 fprintf(' expansion phase angle advance %.1f [degrees]\n', phase);
65 alpha = phase * pi/180;
66 %=====
67 function yokedrive
68 % Ross yoke drive engine configuration
69 % Israel Urieli 4/14/02
70

```

```

71 global vclc vcle %compression, expansion clearance vols [m^3]
72 global vswc vswe %compression, expansion swept volumes [m^3]
73 global alpha %phase angle advance of expansion space [radians]
74 global b1 %Ross yoke length (1/2 yoke base) [m]
75 global b2 %Ross yoke height [m]
76 global crank %crank radius [m]
77 global dcomp dexp %diameter of compression/expansion pistons [m]
78 global acomp aexp %area of compression/expansion pistons [m^2]
79 global ymin %minimum yoke vertical displacement [m]
80 global new fid %new data file
81
82 fprintf('Ross_yoke_drive_engine_configuration\n');
83 if(strncmp(new,'y',1))
84     vclc = input('enter_compression_space_clearance_volume_[m^3]: ');
85     vcle = input('enter_expansion_space_clearance_volume_[m^3]: ');
86
87     b1 = input('enter_Ross_yoke_height_b1_[m]: ');
88     b2 = input('enter_Ross_yoke_length_b2_(1/2_yoke_base)_[m]: ');
89     crank = input('enter_crank_radius_[m]: ');
90
91     dcomp = input('enter_compression_piston_diameter_[m]: ');
92     dexp = input('enter_expansion_piston_diameter_[m]: ');
93
94     fprintf(fid, '%.3e\n', vclc);
95     fprintf(fid, '%.3e\n', vcle);
96     fprintf(fid, '%.3e\n', b1);
97     fprintf(fid, '%.3e\n', b2);
98     fprintf(fid, '%.3e\n', crank);
99     fprintf(fid, '%.3e\n', dcomp);
100    fprintf(fid, '%.3e\n', dexp);
101 else
102     vclc = fscanf(fid, '%e', 1);
103     vcle = fscanf(fid, '%e', 1);
104     b1 = fscanf(fid, '%e', 1);
105     b2 = fscanf(fid, '%e', 1);
106     crank = fscanf(fid, '%e', 1);
107     dcomp = fscanf(fid, '%e', 1);
108     dexp = fscanf(fid, '%e', 1);
109 end
110 acomp = pi*dcomp^2/4.0;
111 aexp = pi*dexp^2/4.0;
112 yoke = sqrt(b1^2 + b2^2);
113 ymax = sqrt((yoke + crank)^2 - b2^2);
114 ymin = sqrt((yoke - crank)^2 - b2^2);
115
116 vswc = acomp*(ymax - ymin);
117 vswe = aexp*(ymax - ymin);
118 thmaxe = asin(ymax/(yoke + crank));
119 thmaxc = pi - thmaxe;
120 thmine = pi + asin(ymin/(yoke - crank));
121 thminc = 3*pi - thmine;
122 alpha = 0.5*(thmaxc - thmaxe) + 0.5*(thminc - thmine);
123 phase = alpha*180/pi;
124
125 fprintf('\nRoss_yoke_drive_engine_data_summary:\n');
126 fprintf('yoke_length_b1_(1/2_yoke_base)_.1f_[mm]\n', b1*1e3);
127 fprintf('yoke_height_b2_.1f_[mm]\n', b2*1e3);
128 fprintf('crank_radius_.1f_[mm]\n', crank*1e3);
129 fprintf('compression_piston_diameter_.1f_[mm]\n', dcomp*1e3);
130 fprintf('expansion_piston_diameter_.1f_[mm]\n', dexp*1e3);
131 fprintf('comp_clearance, swept_vols_.1f,_.1f_[cm^3]\n', vclc*1e6, vswc*1e6);
132 fprintf('exp_clearance, swept_vols_.1f,_.1f_[cm^3]\n', vcle*1e6, vswe*1e6);
133 fprintf('ymin=_.1f(cm), ymax=_.1f(cm)\n', ymin*1e2, ymax*1e2);
134 fprintf('alpha=_.1f(degrees)\n', phase);
135 %=====
136 function gamma
137 % Define engine configuration and drive geometric parameters.
138 % Israel Urieli 04/14/02 Jesse Edwards 02/03/04
139 % global engine_type %s)inusoidal, y)oke (both alpha engines), r)hombic (beta type engine)
140 % global new fid %new data file
141

```

```

142 global vswc vswe %compression, expansion swept volumes [m^3]
143 global alpha %phase angle advance of expansion space [radians]
144 global dp dd %diameter of piston, displacer [m]
145 global dout %diámetro motor [m]
146 global Ap Ad %area of piston, displacer [m^2]
147 % global yminc %minimum piston vertical displacement [m]
148 % global ymaxc %maximum piston vertical displacement [m]
149 % global ymine %minimum displacer vertical displacement [m]
150 % global ymaxe %maximum displacer vertical displacement [m]
151 global lp ld %largos de las bielas de pistón, desplazador
152 global lvd %JISL Largo vastago desplazador [m]
153 global rp rd %largos manivelas pistón, desplazador
154 global wd we %Espesor de la pared desplazador/HX, del motor
155 % global new fid %new data file
156 global vclcp vclcd vclc vclh vclk %compression clearence vols in piston/displacer/total
    space/heater/cooler [m^3]
157 global vcle %expansion clearence vols [m^3]
158 global vcd0 %Volumen barrido por el desplazador
159
160 global lr
161 global deltax_d
162 default=1; %variable default definida en sea;
163
164 %*****Configuración por default*****
165 dout=31.75/100; %PARAMETRO MOTOR diámetro motor [m]
166 dp = 9.00/100; %PARAMETRO MOTOR diámetro pistón [m]
167 dd = 23.5/100; %PARAMETRO MOTOR diámetro desplazador [m]
168 deltax_p = 13/100; %PARAMETRO MOTOR carrera pistón [m]
169 deltax_d = 10/100; %PARAMETRO MOTOR carrera desplazador [m]
170
171 alpha = 90*pi/180; %PARAMETRO MOTOR desfase desplazador pistón [Rad]
172
173 rp = deltax_p/2; %largos manivelas pistón [m]
174 rd = deltax_d/2; %largos manivelas desplazador [m]
175
176 ld = 26/100; %PARAMETRO MOTOR largo biela desplazador [m]
177 lvd = rd; %Largo vastago desplazador [m]
178 lp = 26/100 %PARAMETRO MOTOR largo biela pistón [m]
179 % pause
180
181 Tol_p=4/1000; %PARAMETRO MOTOR altura volumen muerto pistón de potencia [m]
182 Tol_d=4/1000; %PARAMETRO MOTOR volumen muerto sobre pistón de desplazador [m]
183
184 vclcp = Tol_p*pi*dp^2/4; %Volumen muerto pistón
185 vclcd = Tol_d*pi*dd^2/4; %Volumen muerto Desplazador
186 %W: NO INCLUYE VOLUMEN EN INTERCAMBIADORES: En el programa original de
187 %Urieli no se agregan los volúmenes de los intercambiadores a esta variable.
188 %En todos los casos donde es necesario, se incluyen explícitamente (aparte)
189 %los valores de esos volúmenes.
190
191 vclc = vclcp+vclcd; %Volumen muerto Total para compresión
192 vcle = vclcd; %Volumen muerto para Expansión
193 vclh = 1063/100^3; %Volumen muerto para heater
194 vclk = 1063/100^3; %Volumen muerto para cooler
195 %W: Similar a vclcd; misma nota sobre VOLUMEN EN INTERCAMBIADORES
196
197 %*****
198
199 Ap = pi*dp^2/4; %Área del pistón
200 Ad = pi*dd^2/4; %Área del desplazador
201
202 vcd0 = Ad*deltax_d; %Volumen total del desplazador [m^3]
203 [vswc,xx,xx,xx] = volume(0); %Volumen barrido en el área de compresión
204 vswe = Ad*deltax_d; %Volumen barrido en la expansión
205 fprintf('Expansion swept volume [cm^3] = %.2f\nCompression swept volume [cm^3] = %.2f\n', vswe
    *1e6, vswc*1e6);

```

```

1 function [var,dvar]=Filmatrix(j,y,dy,var,dvar);
2 % Fill in the j-th column of the var, dvar matrices with values of y, dy
3 % Israel Urieli, 7/20/2002
4 % Arguments: j - column index (1 - 37, every 10 degrees of cycle angle)
5 %           y(ROWV) - vector of current variable values
6 %           dy(ROWD) vector of current derivatives
7 %           var(ROWV,37) - matrix of current variables vs cycle angle
8 %           dvar(ROWD,37) - matrix of current derivatives vs cycle angle
9 % Returned values:
10 %          var(ROWV,37) - matrix of updated variables vs cycle angle
11 %          dvar(ROWD,37) - matrix of updated derivatives vs cycle angle
12
13 ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
14 ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
15
16 for (i = 1:1:ROWV)
17     var(i,j) = y(i);
18 end
19 for (i = 1:1:ROWD)
20     dvar(i,j) = dy(i);
21 end

```

```

1 function [st,ht,fr] = foilfr(d,mu,re)
2 % evaluate regenerator wrapped foil stanton number, friction factor
3 % Israel Urieli, 7/22/2002
4 % Arguments:
5 % d - hydraulic diameter [m]
6 % mu - gas dynamic viscosity [kg.m/s]
7 % re - Reynolds number
8 % Returned values:
9 % st - Stanton number
10 % ht - heat transfer coefficient [W/m^2.K]
11 % fr - Reynolds friction factor (= re*fanning friction factor)
12
13 global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
14 global prandtl % Prandtl number
15
16 if (re < 2000) % normally laminar flow
17     fr = 24;
18 else
19     fr = 0.0791*re^0.75;
20 end
21 % From Reynolds simple analogy:
22 st=fr/(2*re*prandtl);
23 ht=st*re*cp*mu/d;

```

```

1 function [st,fr] = matrixfr(re)
2 % evaluate regenerator mesh matrix stanton number, friction factor
3 % Israel Urieli, 7/22/2002
4 % Arguments:
5 % re - Reynolds number
6 % Returned values:
7 % st - Stanton number
8 % fr - Reynolds friction factor (= re*fanning friction factor)
9
10 global prandtl % Prandtl number
11
12 % equations taken from Kays & London (1955 edition)
13 st = 0.46*re^(-0.4)/prandtl;
14 fr = 54 + 1.43*re^0.78;

```

```

1 function gas
2 % specifies the working gas properties (he, h2, air)
3 % Israel Urieli 4/20/02
4
5 global rgas %gas constant [J/kg.K]
6 global cp %specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
7 global cv %specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
8 global gama %ratio: cp/cv
9 global mu0 %dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
10 global t0 t_suth %reference temperature [K], Sutherland constant [K]
11 global prandtl %Prandtl number
12 global new fid %new data file
13
14 gas_type = 'un';
15 while(strncmp(gas_type, 'un', 2))
16     if(strncmp(new, 'y', 1))
17         fprintf(' Available gas types are:\n');
18         fprintf(' _hydrogen\n');
19         fprintf(' _helium\n');
20         fprintf(' _air\n');
21         gas_type = input(' enter gas type: ', 's');
22         gas_type = [gas_type(1), gas_type(2)];
23         fprintf(fid, '-Gas Type: %s\n', gas_type);
24     else
25         fscanf(fid, '%c', 1); % bypass the previous newline character
26         gas_type = fscanf(fid, '-Gas Type: %s');
27     end
28     if(strncmp(gas_type, 'hy', 2))
29         fprintf(' gas type is hydrogen\n')
30         gama = 1.4;
31         rgas = 4157.2;
32         mu0 = 8.35e-6;
33         t_suth = 84.4;
34     elseif(strncmp(gas_type, 'he', 2))
35         fprintf(' gas type is helium\n')
36         gama = 1.67;
37         rgas = 2078.6;
38         mu0 = 18.85e-6;
39         t_suth = 80.0;
40     elseif(strncmp(gas_type, 'ai', 2))
41         fprintf(' gas type is air\n')
42         gama = 1.4;
43         rgas = 287.0;
44         mu0 = 17.08e-6;
45         t_suth = 112.0;
46     else
47         fprintf(' gas type is undefined\n')
48         gas_type = 'un';
49     end
50 end
51 cv = rgas/(gama - 1);
52 cp = gama*cv;
53 t0 = 273;
54 prandtl = 0.71;

```

```

1 function heatex
2 % Specify heat exchanger geometric parameters
3 % Israel Urieli 3/31/02 (modified 12/01/03)
4
5 cooler;
6 regen;
7 heater;
8 %=====
9 function cooler
10 % Specify cooler geometric parameters
11 % Israel Urieli 4/15/02
12
13 global vk % cooler void volume [m^3]
14 global ak % cooler internal free flow area [m^2]
15 global awgk % cooler wetted area [m^2]
16 global dk % cooler hydraulic diameter [m]
17 global lk % cooler effective length [m]
18 global new fid % new data file
19
20 global awgfink % cooler wetted area with fins [m^2]
21 global vclk % extra dead volume in cooler [m^3]
22 cooler_type = 'u';
23 while(strncmp(cooler_type, 'u', 1))
24     if(strncmp(new, 'y', 1))
25         fprintf(' Available heater types are:\n')
26             fprintf(' %s, for smooth pipes, interior flow\n')
27             fprintf(' %s, for smooth pipes, exterior flow\n')
28             fprintf(' %s, for smooth annulus\n')
29             fprintf(' %s, for slots\n')
30             cooler_type = input(' enter heater type, 's');
31         fprintf(fid, '-Cooler Type: %s\n', cooler_type);
32     else
33         fscanf(fid, '%c', 1); % bypass the previous newline character
34         cooler_type = fscanf(fid, '-Cooler Type: %s');
35
36     end
37     if(strncmp(cooler_type, 'i', 1))
38         [vk, ak, awgk, dk, lk] = pipes;
39     elseif(strncmp(cooler_type, 'e', 1))
40         [vk, ak, awgk, dk, lk, awgfink] = pipesext;
41     elseif(strncmp(cooler_type, 'a', 1))
42         [vk, ak, awgk, dk, lk] = annulus;
43     elseif(strncmp(cooler_type, 's', 1))
44         [vk, ak, awgk, dk, lk] = slots;
45     else
46         fprintf(' cooler_type is undefined\n')
47         cooler_type = 'u';
48     end
49 end
50 vk=vk+vclk;
51 fprintf(' cooler data summary:\n');
52 fprintf(' void volume (cc) %.2f\n', vk*1e6)
53 fprintf(' free flow area (cm^2) %.2f\n', ak*1e2)
54 fprintf(' wetted area (cm^2) %.2f\n', awgk*1e2)
55 fprintf(' wetted area with fins (cm^2) %.2f\n', awgfink*1e2)
56 fprintf(' hydraulic diameter (mm) %.2f\n', dk*1e3)
57 fprintf(' cooler length (cm) %.2f\n', lk*1e2)
58
59 %=====
60 function heater
61 % Specify heater geometric parameters
62 % Israel Urieli 4/15/02
63
64 global vh % heater void volume [m^3]
65 global ah % heater internal free flow area [m^2]
66 global awgh % heater internal wetted area [m^2]
67 global dh % heater hydraulic diameter [m]
68 global lh % heater effective length [m]
69 global new fid % new data file
70 global vclh % extra dead volume in heater [m^3]

```

```

71
72 global awgfinh %cooler wetted area with fins [m^2]
73
74 heater_type = 'u';
75 while(strncmp(heater_type, 'u', 1))
76     if(strncmp(new, 'y', 1))
77         fprintf(' Available heater types are:\n')
78             fprintf(' _for_smooth_pipes, _interior_flow\n')
79             fprintf(' _for_smooth_pipes, _exterior_flow\n')
80             fprintf(' _for_smooth_annulus\n')
81             fprintf(' _for_slots\n')
82             heater_type = input(' enter heater type, 's');
83             fprintf(fid, '-Heater Type: %c\n', heater_type);
84     else
85         fscanf(fid, '%c', 1); % bypass the previous newline character
86         heater_type = fscanf(fid, '-Heater Type: %c');
87     end
88
89     if(strncmp(heater_type, 'i', 1))
90         [vh, ah, awgh, dh, lh] = pipes;
91     elseif(strncmp(heater_type, 'e', 1))
92         [vh, ah, awgh, dh, lh, awgfinh] = pipesext;
93     elseif(strncmp(heater_type, 'a', 1))
94         [vh, ah, awgh, dh, lh] = annulus;
95     elseif(strncmp(heater_type, 's', 1))
96         [vh, ah, awgh, dh, lh] = slots;
97     else
98         fprintf(' heater type is undefined\n')
99         heater_type = 'u';
100    end
101
102 end
103 vh=vh+vclh;
104 fprintf(' heater data summary:\n');
105 fprintf(' _void volume(cc) %.2f\n', vh*1e6)
106 fprintf(' _free flow area (cm^2) %.2f\n', ah*1e2)
107 fprintf(' _wetted area (cm^2) %.2f\n', awgh*1e2)
108 fprintf(' _wetted area with fins (cm^2) %.2f\n', awgfinh*1e2)
109 fprintf(' _hydraulic diameter(mm) %.2f\n', dh*1e3)
110 fprintf(' _heater length (cm) %.2f\n', lh*1e2)
111
112 %=====
113 function [v, a, awg, deq, len, awgfin] = pipesext
114 % JISL
115 % IC con fluido externo a tubería 11-04-10
116 % Israel Urieli 4/15/02
117 global new fid %new data file
118
119 global dd %diameter of piston [m]
120 global dout %diámetro motor [m]
121 global gfact %factor aumento velocidad para reynold (segun incorpora)
122
123 fprintf(' homogeneous bundle of smooth pipes\n')
124 if(strncmp(new, 'y', 1))
125     d = input(' enter pipe outside diameter [m] : ');
126     sep = input(' enter space between pipes [m] : ');
127     h = input(' enter heat exchanger height [m] : ');
128     fin = input(' enter fin length [m] : ');
129     find = input(' enter length between fins [m] : ');
130 % hnum = input(' enter horizontal number of pipes : ');
131     fprintf(fid, '%.3e\n', d);
132     fprintf(fid, '%.3e\n', sep);
133     fprintf(fid, '%d\n', h);
134     fprintf(fid, '%.3e\n', fin);
135     fprintf(fid, '%.3e\n', find);
136 else
137     d = fscanf(fid, '%e', 1);
138     sep = fscanf(fid, '%e', 1);
139     h = fscanf(fid, '%e', 1);
140     fin = fscanf(fid, '%e', 1);
141     find = fscanf(fid, '%e', 1);

```

```

142 end
143
144 hnum = floor((dout-dd)/2/(sep+(d+fin*2))); %num. tubos normal al flujo.
145 vnum = floor((h)/(sep+(d+fin*2)));
146 a=0;
147 len=0; %Largo inicial de IC
148 for j=1:hnum %medir largo de IC por nivel vertical
149     len=len+pi*(dd/2+(sep+(d+fin*2)/2)*j);
150     a=a+pi*((dd/2+(sep+(d+fin*2))*j+sep)^2-(dd/2+(sep+(d+fin*2))*j)^2);
151 end
152
153 %factor aumento velocidad para reynold (según incorpora)
154 gfact=(sep+(d+fin*2))/sep;
155 aannulus=pi*((d+fin*2)^2-d^2)*2;
156
157 %resultados
158 len=len*vnum;
159 v = (pi*(dout^2-dd^2)/4)*h-d^2/4*pi*len-aannulus*0.0005;
160 awg =d*pi*len; %2*pi*0.003^2*len/0.02;
161 awgfin=awg+aannulus*len/(find+1e-6);
162 deq = 4*v/awgfin;
163 fprintf('#tubos_H_X_V=_%d_X_%d\n', hnum, vnum)
164 %
165 function [v,a,awg,d,len] = annulus
166 % annular gap heat exchanger
167 % Israel Urieli 12/01/03
168 global new fid %new data file
169
170 fprintf('_annular_gap_heat_exchanger\n')
171 if(strncmp(new,'y',1))
172     dout = input('enter annular gap outer diameter [m] : ');
173     din = input('enter annular gap inner diameter [m] : ');
174     len = input('enter heat exchanger length [m] : ');
175     fprintf(fid, '%.3e\n', dout);
176     fprintf(fid, '%.3e\n', din);
177     fprintf(fid, '%.3e\n', len);
178 else
179     dout = fscanf(fid, '%e',1);
180     din = fscanf(fid, '%e',1);
181     len = fscanf(fid, '%e',1);
182 end
183
184 a = pi*(dout*dout - din*din)/4;
185 v = a*len;
186 awg = pi*(din + dout)*len;
187 d = dout - din;
188 % JISL*****
189 global gfact %factor aumento velocidad para reynold (segun incorpora)
190 gfact=1;
191 % *****
192 %
193 function [v,a,awg,d,len] = slots
194 % slots heat exchanger
195 % Israel Urieli 12/01/03
196 global new fid %new data file
197
198 fprintf('_slots_heat_exchanger\n')
199 if(strncmp(new,'y',1))
200     w = input('enter width of slot [m] : ');
201     h = input('enter height of slot [m] : ');
202     len = input('enter heat exchanger length [m] : ');
203     num = input('enter number of slots : ');
204     fprintf(fid, '%.3e\n', w);
205     fprintf(fid, '%.3e\n', h);
206     fprintf(fid, '%.3e\n', len);
207     fprintf(fid, '%d\n', num);
208 else
209     w = fscanf(fid, '%e',1);
210     h = fscanf(fid, '%e',1);
211     len = fscanf(fid, '%e',1);
212     num = fscanf(fid, '%d',1);

```

```

213 end
214
215 a = num*w*h;
216 v = a*len;
217 awg = num*2*(w + h)*len;
218 d = 4*v/awg;
219 % JISL*****
220 global gfact %factor aumento velocidad para reynold (segun incorpera)
221 gfact=1;
222 % *****
223
224 %=====
225 function [v,a,awg,d,len] = pipes
226 % homogeneous smooth pipes heat exchanger
227 % Israel Urieli 4/15/02
228 global new fid %new data file
229
230 fprintf('homogeneous_bundle_of_smooth_pipes\n')
231 if(strcmp(new,'y',1))
232     d = input('enter_pipe_inside_diameter_[m]_: ');
233     len = input('enter_heat_exchanger_length_[m]_: ');
234     num = input('enter_number_of_pipes_in_bundle_: ');
235     fprintf(fid, '%.3e\n', d);
236     fprintf(fid, '%.3e\n', len);
237     fprintf(fid, '%d\n', num);
238 else
239     d = fscanf(fid, '%e', 1);
240     len = fscanf(fid, '%e', 1);
241     num = fscanf(fid, '%d', 1);
242 end
243 a = num*pi*d*d/4;
244 v = a*len;
245 awg = num*pi*d*len;
246 % JISL*****
247 global gfact %factor aumento velocidad para reynold (segun incorpera)
248 gfact=1;
249 % *****
250 %=====

```

```

1 function tgh = hotstim(var,twh)
2 %evaluate heater average heat transfer performance
3 % Israel Urieli, 7/22/2002
4 % Arguments:
5 % var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
6 % twh - heater wall temperature [K]
7 % Returned values:
8 % tgh - heater average gas temperature [K]
9
10 % Row indices of the var array:
11 TC = 1; % Compression space temperature [K]
12 TE = 2; % Expansion space temperature [K]
13 QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
14 QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
15 QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
16 WC = 6; % Work done by the compression space [J]
17 WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
18 W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
19 P = 9; % Pressure [Pa]
20 VC = 10; % Compression space volume [m^3]
21 VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
22 MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
23 MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
24 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
25 MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
26 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
27 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
28 THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
29 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
30 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
31 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
32 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]
33
34 global th % heater temperature [K]
35 global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
36 global ah % heater internal free flow area [m^2]
37 global awgh % heater internal wetted area [m^2]
38 global dh % heater hydraulic diameter [m]
39 % *JISL*****
40 global gfact %factor aumento velocidad para reynold (segun incorpora)
41 global awgfinh % cooler wetted area with fins [m^2]
42 % *****
43
44 % Calculating the Reynolds number over the cycle
45 for(i = 1:1:37)
46     gah(i) = (var(GARH,i) + var(GAHE,i))*omega/2;
47     gh = gah(i)/ah;
48     % *JISL*****
49     [mu,kgas, re(i)] = reynum(th,gh,dh);
50     % *****
51 end
52
53 % Average and maximum Reynolds number
54 sumre=0;
55 remax=re(1);
56 for (i=1:1:36)
57     sumre=sumre + re(i);
58     if(re(i) > remax)
59         remax = re(i);
60     end
61 end
62 reavg = sumre/36;
63 [ht, fr] = pipefr(dh,mu,reavg,awgfinh); % Heat transfer coefficient
64 tgh = twh - var(QH,37)*freq/(ht*awgh); % Heater gas temperature [K]
65
66 fprintf('=====Heater Simple analysis=====\n')
67 fprintf('Average Reynolds number: %.1f\n',reavg)
68 fprintf('Maximum Reynolds number: %.1f\n',remax)
69 fprintf('Heat transfer coefficient [W/m^2*K]: %.2f\n',ht)
70 fprintf('heater wall/gas temperatures: Twall=%.1f [K], Tgh=%.1f [K]\n',twh,tgh);

```

```

1 function tgtk = kolsim(var, twk)
2 % evaluate cooler average heat transfer performance
3 % Israel Urieli, 7/22/2002
4 % Arguments:
5 % var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
6 % twk - cooler wall temperature [K]
7 % Returned values:
8 % tgtk - cooler average gas temperature [K]
9
10 % Row indices of the var array:
11 TC = 1; % Compression space temperature [K]
12 TE = 2; % Expansion space temperature [K]
13 QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
14 QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
15 QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
16 WC = 6; % Work done by the compression space [J]
17 WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
18 W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
19 P = 9; % Pressure [Pa]
20 VC = 10; % Compression space volume [m^3]
21 VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
22 MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
23 MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
24 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
25 MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
26 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
27 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
28 THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
29 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
30 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
31 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
32 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]
33
34 global tk % cooler temperature [K]
35 global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
36 global ak % cooler internal free flow area [m^2]
37 global awgk % cooler internal wetted area [m^2]
38 global dk % cooler hydraulic diameter [m]
39 % *JISL*****
40 global gfact %factor aumento velocidad para reynold (segun incorpora)
41 global awgfink
42 % *****
43
44 % Calculating the Reynolds number over the cycle
45 for(i = 1:1:37)
46     gak(i) = (var(GACK, i) + var(GAKR, i))*omega/2;
47     gk = gak(i)/ak;
48     % *JISL*****
49     [mu, kgas, re(i)] = reynum(tk, gk, dk);
50     %*****
51 end
52
53 % Average and maximum Reynolds number
54 sumre=0;
55 remax=re(1);
56 for (i=1:1:36)
57     sumre=sumre + re(i);
58     if(re(i) > remax)
59         remax = re(i);
60     end
61 end
62 reavg = sumre/36;
63 [ht, fr] = pipefr(dk, mu, reavg, awgfink); % Heat transfer coefficient
64 tgtk = twk - var(QK,37)*freq/(ht*awgk); % Heater gas temperature [K]
65
66 fprintf('===== Cooler Simple analysis =====\n')
67 fprintf(' Average Reynolds number: %.1f\n', reavg)
68 fprintf(' Maximum Reynolds number: %.1f\n', remax)
69 fprintf(' Heat transfer coefficient [W/m^2*K]: %.2f\n', ht)
70 fprintf(' cooler wall/gas temperatures: Twk= %.1f [K], Tk= %.1f [K]\n', twk, tgtk);

```

```

1 function operat
2 % Determine operating parameters and do Schmidt analysis
3 % Israel Urieli 4/20/02
4
5 global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
6 global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
7 global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
8 global new fid % new data file
9
10 % Agregado por JISL*****
11
12
13 if(strncmp(new, 'y', 1))
14     pmean = input('enter mean pressure (Pa): ');
15     tk = input('enter cold sink temperature (K): ');
16     th = input('enter hot source temperature (K): ');
17 % freq = input('enter operating frequency (herz) : ');
18     fprintf(fid, '%.1f\n', pmean);
19     fprintf(fid, '%.1f\n', tk);
20     fprintf(fid, '%.1f\n', th);
21 % fprintf(fid, '%.1f\n', freq);
22 else
23     pmean = fscanf(fid, '%f', 1);
24     tk = fscanf(fid, '%f', 1);
25     th = fscanf(fid, '%f', 1);
26 % JISL: frecuencia viene desde sea.m*****
27 % freq = fscanf(fid, '%f', 1);
28 % *****
29 end
30
31 tr = (th - tk)/log(th/tk);
32 omega = 2*pi*freq;
33 fprintf('operating parameters:\n');
34 fprintf('mean pressure (kPa): %.3f\n', pmean*1e-3);
35 fprintf('cold sink temperature (K): %.1f\n', tk);
36 fprintf('hot source temperature (K): %.1f\n', th);
37 fprintf('effective regenerator temperature (K): %.1f\n', tr);
38 fprintf('operating frequency (herz): %.1f\n', freq);
39 % JISL*****
40 if new=='y'
41 Schmidt; % Do Schmidt analysis
42 end
43 % *****
44 % =====
45 function Schmidt
46 % Schmidt analysis
47 % Israel Urieli 3/31/02
48
49 global mgas % total mass of gas in engine [kg]
50 global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
51 global tk tr th % cooler, regen, heater temperatures [K]
52 global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
53 global vclc vcle % compression, expansion clearance vols [m^3]
54 global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
55 global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
56 global vk vr vh % cooler, regenerator, heater volumes [m^3]
57 global rgas % gas constant [J/kg.K]
58
59 % JISL Schmidt analysis*****
60
61 Tamb=97+273; % temperatura a la que se introduce el gas al motor.
62
63 % total mass of working gas in engine
64 [vc, ve, dvc, dve, dvp]=volume(3/2*pi/360);
65 % mgas=pmean*(vc+ve+vr)/(rgas*Tamb); % para el caso que los vol de compresion y exp. incluyan
66     los volumenes de los IC
67 mgas=pmean*(vc+ve+vk+vr+vh)/(rgas*Tamb);
68
69 tr = (th - tk)/log(th / tk);
70 pom = rgas*mgas/(vc/tk + vk/tk + vr/tr + vh/th + ve/th); % pressure over m p/M

```

```

70 %presión media según temperaturas del gas
71
72 % work output
73 we=0;
74 wc=0;
75 waux=0;
76 for i=1:360 %obtenemos el cambio de volumen para sacar el trabajo realizado
77
78     [vc,ve,dvc,dve,dvp]=volume(3/2*pi/360*(i-1));
79     pom = rgas*mgas/(vc/tk + vk/tk + vr/tr + vh/th + ve/th);
80     wc=wc+pom*dvc*(2*pi)/360;
81     we=we+pom*dve*(2*pi)/360;
82     if ((pom-pmean)>0 && (we + wc)<0) || ( pom-pmean<0 && (we + wc)>0)
83         waux=waux+(pom-pmean)*(dvc+dve)*(2*pi)/360;
84     end
85         %q suma solo trabajo útil del motor (positivo) sacada de Senft
86 end
87
88
89 w = (we + wc);
90 waux;
91 E=1; %eficiencia mecánica para eq de Senft
92 w2=w*E-(1/E-E)*waux;
93 global power %global para resultados.txt
94 power = w2*freq; %potencia util trabajo según Senft
95 eff = w2/we;
96
97 %Axis Torque
98 kp=vswc/vswe;
99 kt=tk/th;
100 ks=0.0004;
101 X=sqrt((1-kt)^2-2*(1-kt)*kp*cos(alpha)+kp^2);
102 Y=1+kt+4*ks*kt/(1+kt)+kp;
103 pmax=pom*sqrt((Y+X)/(Y-X));
104 torque=pi*(1-kt)*pmax*vswc*kp*sin(alpha)/(Y+sqrt(Y^2-X^2));
105
106
107
108 %*****
109
110 %Schmidt analysis (URELI)
111 c = (((vswe/th)^2 + (vswc/tk)^2 + 2*(vswe/th)*(vswc/tk)*cos(alpha))^0.5)/2;
112 s = (vswc/2 + vclc + vk)/tk + vr/tr + (vswe/2 + vcle + vh)/th;
113 b = c/s;
114 sqrtb = (1 - b^2)^0.5;
115 bf = (1 - 1/sqrtb);
116 beta = atan(vswe*sin(alpha)/th/(vswe*cos(alpha)/th + vswc/tk));
117 fprintf(' _pressure_phase_angle_beta_ _%.1f(degrees)\n',beta*180/pi)
118
119 %total mass of working gas in engine
120 mgasu=pmean*s*sqrtb/rgas;
121
122 % work output
123 wcu = (pi*vswc*mgasu*rgas*sin(beta)*bf/c);
124
125 weu = (pi*vswe*mgasu*rgas*sin(beta - alpha)*bf/c);
126 wu = (wcu + weu);
127 poweru = wu*freq;
128 effu = wu/weu; %qe = we
129
130 %Axis Torque
131 kp=vswc/vswe;
132 kt=tk/th;
133 ks=0.04;
134 X=sqrt((1-kt)^2-2*(1-kt)*kp*cos(alpha)+kp^2);
135 Y=1+kt+4*ks*kt/(1+kt)+kp;
136 pmaxu=pom*sqrt((Y+X)/(Y-X));
137 torqueu=pi*(1-kt)*pmaxu*vswc*kp*sin(alpha)/(Y+sqrt(Y^2-X^2));
138
139
140 %Printout Schmidt analysis results

```

```

141 fprintf('total mass of gas (Urieli): %.3f(gm)\n', mgasu*1e3)
142 fprintf('=====Schmidt analysis (URELI) =====\n')
143 fprintf('Work(joules) %.3e, Power(watts) %.3e\n', wu, poweru);
144 fprintf('Qexp(joules) %.3e, Qcom(joules) %.3e\n', weu, wcu);
145 fprintf('Torque(Nm) %.3e\n', torqueu);
146 fprintf('indicated efficiency %.3f\n', effu);
147 fprintf('=====\n')
148 fprintf('total mass of gas JISL-WW (corrected according to type of volume): %.3f(gm)\n',
    mgas*1e3)
149 fprintf('=====Schmidt analysis (JISL) =====\n')
150 fprintf('Work(joules) %.3e, Power(watts) %.3e\n', w, power);
151 fprintf('Qexp(joules) %.3e, Qcom(joules) %.3e\n', we, wc);
152 fprintf('Torque(Nm) %.3e\n', torque);
153 fprintf('indicated efficiency %.3f\n', eff);
154 fprintf('=====\n')
155 % JISL*****
156 % %Plot Schmidt analysis pv and p-theta diagrams
157 % fprintf('Do you want Schmidt analysis plots\n');
158 % choice = input('y)es or n)o: ', 's');
159 % if(strncmp(choice, 'y', 1))
160 %     plotpv
161 % end
162 % %Plot Alan Organ's particle mass distribution in Natural Coordinates
163 % fprintf('Do you want particle mass distribution plot\n');
164 % choice = input('y)es or n)o: ', 's');
165 % if(strncmp(choice, 'y', 1))
166 %     plotmass
167 % end
168 % *****

```

```

1 function [ht, fr]=Pipe_fr(d,mu,re,awgfin);
2 % evaluate heat transfer coefficient, Reynolds friction factor
3 % Israel Urieli, 7/22/2002
4 % Arguments:
5 % d - hydraulic diameter [m]
6 % mu - gas dynamic viscosity [kg.m/s]
7 % re - Reynolds number
8 % Returned values:
9 % ht - heat transfer coefficient [W/m^2.K]
10 % fr - Reynolds friction factor (= re*fanning friction factor)
11
12 global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
13 global prandtl % Prandtl number
14 global mu0
15 % JISL*****
16 global engine_type
17 % *****
18 % Personal communication with Alan Organ, because of oscillating
19 % flow, we assume that flow is always turbulent. Use the Blasius
20 % relation for all Reynolds numbers:
21 if re<2000
22     fr=re/64;
23 else
24     fr=0.0791*re^0.75;
25 end
26
27 % From Reynolds simple analogy:
28 % JISL*****
29 if engine_type~='g' %JISL h_t utilizado en todos los motores excepto el Gamma
30 ht=fr*mu*cp/(2*d*prandtl); %Urieli
31 else
32 % ht=0.386*0.92*re^(0.592*0.92)*prandtl^(1/3)*mu*cp/(d*prandtl);
33 global lk % cooler effective length [m]
34 % areagol=pi*(20e-3^2-9.525e-3^2)*2;
35 Nu = 0.38*re^.6*prandtl^(1/3)*((lk*pi*d+awgfin)/lk*pi*d)^(-.15); %Desde WV
36 ht= Nu*cp*mu/prandtl/d;
37 end
38 % *****

```

```

1 function plotadiab(var,dvar)
2 % various plots of ideal adiabatic simulation results
3 % Israel Urieli, 7/21/2002 (corrected temp plots 12/3/2003)
4 % Arguments:
5 %   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
6 %   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)
7
8 % Row indices of the var, dvar arrays:
9 TC = 1; % Compression space temperature (K)
10 TE = 2; % Expansion space temperature (K)
11 QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
12 QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
13 QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
14 WC = 6; % Work done by the compression space (J)
15 WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
16 W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
17 P = 9; % Pressure (Pa)
18 VC = 10; % Compression space volume (m^3)
19 VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
20 MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
21 MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
22 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
23 MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
24 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
25 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
26 THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
27 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
28 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
29 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
30 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
31 % Size of var (ROWV,COL), dvar (ROWD,COL)
32 ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
33 ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
34 COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
35 %-----
36 global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
37 global vk % cooler void volume [m^3]
38 global vr % regen void volume [m^3]
39 global vh % heater void volume [m^3]
40
41 % JISL*****
42 global otherplot1
43 % global otherplot2
44 global otherplot3
45 global auxconf
46 global fidconf
47 % *****
48 if auxconf==0
49 otherplot1 = fscanf(fidconf, 'Show_PV_diagram_=_% ');
50 fscanf(fidconf, '%',1);
51 % otherplot2 = fscanf(fidconf, 'Show temperature vs crank angle plot = % ');
52 % fscanf(fidconf, '%c',1);
53 otherplot3 = fscanf(fidconf, 'Show_energy_vs_crank_angle_plot_=_% ');
54 fscanf(fidconf, '%',1);
55 end
56
57     if(strncmp(otherplot1, 'y',1))
58         figure(3)
59         axis auto
60         vol = (var(VC,:) + vk + vr + vh + var(VE,:))*1e6; % cubic centimeters
61         pres = (var(P,:))*1e-5; % bar
62         plot(vol,pres,'k')
63         grid on
64         xlabel('Volume_(cc)')
65         ylabel('Pressure_(bar_[1 bar_=_100kPa])')
66         title('P-v_diagram_(Adiabatic_simulation)')
67
68     xlswrite('diagramapv.xls',vol,'hoja1','a1:a360');
69     xlswrite('diagramapv.xls',pres,'hoja1','b1:b360');
70     end

```

```

71 % if (strcmp(otherplot2, 'y', 1))
72 %     figure(5)
73 %     x = 0:10:360;
74 %     Tcomp = var(TC,:);
75 %     Texp = var(TE,:);
76 %     plot(x, Tcomp, 'b-', x, Texp, 'r-');
77 %     hold on
78 %     x = [0, 360];
79 %     y = [tk, tk];
80 %     plot(x, y, 'b-')
81 %     y = [tr, tr];
82 %     plot(x, y, 'g-')
83 %     y = [th, th];
84 %     plot(x, y, 'r-')
85 %     hold off
86 %     grid on
87 %     xlabel('Crank angle (degrees)');
88 %     ylabel('Temperature (K)');
89 %     title('Temperature vs crank angle');
90 %     end
91
92     if (strcmp(otherplot3, 'y', 1))
93         figure(4)
94         x = 0:10:360;
95         Qkol = var(QK,:); % [J]
96         Qreg = var(QR,:); % [J]
97         Qhot = var(QH,:); % [J]
98         Work = var(W,:); % [J]
99         Wcom = var(WC,:); % [J]
100        Wexp = var(WE,:); % [J]
101        plot(x, Qkol, 'b-', x, Qreg, 'g-', x, Qhot, 'r-', x, Work, 'k-', x, Wcom, 'b-', x, Wexp, 'r-');
102        grid on
103        xlabel('Crank angle (degrees)');
104        ylabel('Energy [Joules]');
105        title('Energy vs crank angle (Adiabatic simulation)');
106    end
107
108 fprintf('quitting ideal adiabatic plots ... \n');

```

```

1 function plotmass
2
3 %% Kyle Wilson 10-2-02
4 %% ME 589
5 %% Particle Trajectory Map
6 %% Equations from Organ's "'Natural' coordinates for analysis of the practical
7 %% Stirling cycle" and Oegik Soegihardjo's 1993 project on the same topic
8
9 % clc;clear;home;format compact;
10
11 %% Inputs from define program
12 global vclc vcle %compression,expansion clearance vols [m^3]
13 global vswc vswe %compression, expansion swept volumes [m^3]
14 global alpha %phase angle advance of expansion space [radians]
15 global vk %cooler void volume [m^3]
16 global vh %heater void volume [m^3]
17 global vr %regen void volume [m^3]
18 global pmean %mean (charge) pressure [Pa]
19 global tk tr th %cooler, regenerator, heater temperatures [K]
20
21 NT = th/tk; % Temperature ratio
22 Vref = vswe; % Reference volume
23
24 %% Fixed reduced volumes
25
26 vswe_r = (vswe/Vref)/NT; % Reduced expansion swept volume (m^3)
27 vcle_r = (vcle/Vref)/NT; % Reduced expansion clearance volume (m^3)
28 vh_r = (vh/Vref)/NT; % Reduced heater void volume (m^3)
29 vr_r = (vr/Vref)*log(NT)/(NT-1); % Reduced regenerator void volume (m^3)
30 vk_r = (vk/Vref); % Reduced cooler void volume (m^3)
31 vswc_r = (vswc/Vref); % Reduced compression swept volume (m^3)
32 vclc_r = (vclc/Vref); % Reduced compression clearance volume (m^3)
33
34 %% Phase domain
35 ang_i = 0;
36 ang_f = 2*pi;
37 dang = 0.1;
38 ang = [ang_i:dang:ang_f];
39 n = size(ang);
40
41 %% Volume variations
42
43 for i = 1:n(2)
44 deg(i) = ang(i)*180/pi;
45 Ve(i) = (vswe/2)*(1-cos(ang(i))); % Expansion volume vs phase
46 Vc(i) = (vswc/2)*(1-cos(ang(i) + alpha)); % Compression volume vs phase
47 ve(i) = (Ve(i)/Vref)/NT; % Reduced expansion vs phase
48 vc(i) = Vc(i)/Vref; % Reduced compression vs phase
49 vt(i) = vswe_r + vcle_r + vh_r + vr_r + vk_r + vclc_r + vc(i); % Total volume vs phase
50 end
51 figure
52 step = 30;
53 for m = 1:step-1
54 for i = 1:n(2)
55 v(i) = ve(i) + (m/step)*(vt(i)-ve(i)); % Reduced volume segments
56 end
57
58 hold on
59 plot(v,deg,'k:')
60 end
61 hold on
62 plot(ve,deg,'k')
63 plot(vt,deg,'k')
64
65
66 %% Vertical lines
67 L1 = vswe_r; % Boundary of reduced expansion swept volume
68 L2 = L1 + vcle_r; % Boundary of reduced expansion clearance volume
69 L3 = L2 + vh_r; % Boundary of reduced heater void volume
70 L4 = L3 + vr_r; % Boundary of reduced regenerator void volume

```

```

71 L5 = L4 + vk_r; % Boundary of reduced cooler void volume
72 L6 = min(vt); % Boundary of reduced expansion swept volume
73
74 point1 = [L1;L1]; % Preparing for plot
75 point2 = [L2;L2];
76 point3 = [L3;L3];
77 point4 = [L4;L4];
78 point5 = [L5;L5];
79 point6 = [L6;L6];
80 point = [0;deg(n(2))];
81
82 plot(point1,point,'r—',point2,point,'r—',point3,point,'g—')
83 plot(point4,point,'g—',point5,point,'b—',point6,point,'b—')
84 axis([0 max(vt) 0 deg(n(2))])
85
86 xlabel('Reduced_volume')
87 ylabel('Crank_Angle(deg)')
88 title('Particle_mass_plot')
89
90 hold off

```

```

1 function plotpv
2 %plot pv and p-theta diagrams of schmidt analysis
3 %Israel Urieli 1/6/03
4
5 global vclc vcle %compression,expansion clearence vols [m^3]
6 global vswc vswe %compression, expansion swept volumes [m^3]
7 global alpha %phase angle advance of expansion space [radians]
8 global vk %cooler void volume [m^3]
9 global vh %heater void volume [m^3]
10 global vr %regen void volume [m^3]
11 global mgas %total mass of gas in engine [kg]
12 global rgas %gas constant [J/kg.K]
13 global pmean %mean (charge) pressure [Pa]
14 global tk tr th %cooler, regenerator, heater temperatures [K]
15
16 theta = 0:5:360;
17 vc = vclc + 0.5*vswc*(1 + cos(theta*pi/180));
18 ve = vcle + 0.5*vswe*(1 + cos(theta*pi/180 + alpha));
19 p = mgas*rgas./(vc/tk + vk/tk + vr/tr + vh/th + ve/th)*1e-5; % [bar]
20 vtot = (vc + vk + vr + vh + ve)*1e6; % [cc]
21 figure
22 plot(vtot,p)
23 grid on
24 xlabel('total_volume_(cc)')
25 ylabel('pressure_(bar)')
26 title('Schmidt_pv_diagram')
27 figure
28 plot(theta,p)
29 grid on
30 hold on
31 x = [0,360];
32 y = [pmean*1e-5, pmean*1e-5];
33 plot(x,y)
34 xlabel('crank_angle_(deg)')
35 ylabel('pressure_(bar)')
36 title('Schmidt_p-theta_diagram')

```

```

1 function regen
2 % Specifies regenerator geometric and thermal properties
3 % Israel Urieli 04/20/02
4
5 global lr %regenerator effective length [m]
6 global cqwr %regenerator housing thermal conductance [W/K]
7 global new fid %new data file
8 global awgr %regen internal wetted area [m^2]
9
10 % JISL*****
11 global dd %diameter of piston [m]
12 global dout %diámetro motor [m]
13 % *****
14 regen_type = 'u';
15 while(strncmp(regen_type, 'u',1))
16     if(strncmp(new, 'y',1))
17         fprintf(' Available regenerator configurations are:\n')
18         fprintf(' _tub , for tubular regenerator set\n')
19         fprintf(' _ann , for annular regenerator\n')
20         fprintf(' _annj , for annular regenerator JISL version\n')
21         regen_type = input(' enter regenerator configuration , 's');
22         fprintf(fid, '-Regenerator Type: %c\n', regen_type(1));
23     else
24         fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
25         regen_type = fscanf(fid, '-Regenerator Type: %c ');
26     end
27     if(strncmp(regen_type, 't',1))
28         fprintf(' tubular regenerator housing\n')
29         if(strncmp(new, 'y',1))
30             doutr = input(' enter tube housing external diameter [m] : ');
31             din = input(' enter tube housing internal diameter [m] : ');
32             lr = input(' enter regenerator length [m] : ');
33             num = input(' enter number of tubes : ');
34             fprintf(fid, '%.3e\n', doutr);
35             fprintf(fid, '%.3e\n', din);
36             fprintf(fid, '%.3e\n', lr);
37             fprintf(fid, '%d\n', num);
38         else
39             doutr = fscanf(fid, '%f',1);
40             din = fscanf(fid, '%f',1);
41             lr = fscanf(fid, '%f',1);
42             num = fscanf(fid, '%d',1);
43         end
44         dimat = 0;
45     elseif(strncmp(regen_type, 'a',1))
46         fprintf(' annular regenerator housing\n')
47         if(strncmp(new, 'y',1))
48             doutr = input(' enter housing external diameter [m] : ');
49             din = input(' enter housing internal diameter [m] : ');
50             dimat = input(' enter matrix internal diameter [m] : ');
51             lr = input(' enter regenerator length [m] : ');
52             fprintf(fid, '%.3e\n', doutr);
53             fprintf(fid, '%.3e\n', din);
54             fprintf(fid, '%.3e\n', dimat);
55             fprintf(fid, '%.3e\n', lr);
56         else
57             doutr = fscanf(fid, '%f',1);
58             din = fscanf(fid, '%f',1);
59             dimat = fscanf(fid, '%f',1);
60             lr = fscanf(fid, '%f',1);
61         end
62         num = 1;
63     elseif(strncmp(regen_type, 'j',1))
64         fprintf(' JISL version annular regenerator housing\n')
65         if(strncmp(new, 'y',1))
66             e = input(' enter housing thickness [m] : ');
67             lr = input(' enter regenerator length [m] : ');
68             fprintf(fid, '%.3e\n', e);
69             fprintf(fid, '%.3e\n', lr);
70

```

```

71     doutr = dout+e; %D externo motor
72     din = dout; %D interno cilindro motor
73     dimat = dd; %D interno regenerador
74     else
75         e = fscanf(fid, '%f',1);
76         lr = fscanf(fid, '%f',1);
77         doutr = dout+e; %D externo motor
78         din = dout; %D interno cilindro motor
79         dimat = dd; %D interno regenerador
80     end
81     num = 1;
82
83     else
84         fprintf('regenerator_configuration_is_undefined\n')
85         regen_type = 'u';
86     end
87 end
88
89 amat = pi*(din*din - dimat*dimat)/4; %regen matrix area
90 awgr0 = pi*(doutr^2-din^2)/4; %regen housing wall area
91 #####temporary fix (4/20/02):
92 kwr = 25; %thermal conductivity [W/m/K]
93 %note that stainless steel thermal conductivity is temp dependent
94 % 25 W/m/K for normal engine conditions,
95 % 6 W/m/K for cryogenic coolers.
96 matrix(amat);
97 cqwr = kwr*awgr0/lr ; %regen wall thermal conductance [W/K]
98
99
100 %=====
101 function matrix(amat)
102 % Specifies regenerator matrix geometric and thermal properties
103 % Israel Urieli 03/31/02
104
105 global matrix_type %mesh or foil
106 global new fid %new data file
107
108 matrix_type = 'u';
109 while(strncmp(matrix_type, 'u',1))
110     if(strncmp(new, 'y',1))
111         fprintf('Available_matrix_types_are:\n')
112         fprintf('m, for mesh matrix\n')
113         fprintf('f, for foil matrix\n')
114         matrix_type = input('enter_matrix_type_', 's');
115         fprintf(fid, 'Matrix_type: %c\n', matrix_type(1));
116     else
117         fscanf(fid, '%c',1); %bypass the previous newline character
118         matrix_type = fscanf(fid, 'Matrix_type: %c',1);
119     end
120     if(strncmp(matrix_type, 'm',1))
121         mesh(amat);
122     elseif(strncmp(matrix_type, 'f',1))
123         foil(amat);
124     else
125         fprintf('matrix_configuration_is_undefined\n')
126         matrix_type = 'u';
127     end
128 end
129 %=====
130 function mesh(amat)
131 % Specifies mesh matrix geometric and thermal properties
132 % Israel Urieli 03/31/02
133
134 global vr %regen void volume [m^3]
135 global ar %regen internal free flow area [m^2]
136 global awgr %regen internal wetted area [m^2]
137 global lr %regenerator effective length [m]
138 global dr %regen hydraulic diameter [m]
139 global new fid %new data file
140
141 fprintf('_stacked_wire_mesh_matrix\n')

```

```

142 if(strncmp(new, 'y',1))
143     porosity = input('enter_matrix_porosity: ');
144     dwire = input('enter_matrix_wire_diameter_[m]: ');
145     fprintf(fid, '%.3f\n', porosity);
146     fprintf(fid, '%.3e\n', dwire);
147 else
148     porosity = fscanf(fid, '%f',1);
149     dwire = fscanf(fid, '%e',1);
150 end
151
152 ar = amat*porosity;
153 vr = ar*lr;
154 % ¡ISL: versión de diámetro mojado equivalente*****
155 Num_screen=floor(lr/(1.5*dwire)); %Número de mallas aprox utilizadas.
156 % P_w=4*dwire*(ar/dwire^2); %perimetro mojado
157 % awgr=P_w*Num_screen*dwire; %área mojada total
158 % dr=4*vr/awgr; %diámetro hidráulico
159 % *****
160 dr = dwire*porosity/(1 - porosity);
161 awgr = 4*vr/dr;
162
163
164 fprintf('_matrix_porosity: %.3f\n', porosity)
165 fprintf('_matrix_wire_diam: %.2f(mm)\n', dwire*1e3)
166 fprintf('_Number_of_wire_screens: %.2f\n', Num_screen)
167 fprintf('_hydraulic_diam: %.3f(mm)\n', dr*1e3)
168 fprintf('_total_wetted_area: %.3e(sq.m)\n', awgr*1e1)
169 fprintf('_regenerator_length: %.1f(mm)\n', lr*1e3)
170 fprintf('_void_volume: %.2f(cc)\n', vr*1e6)
171 %=====
172 function foil(amat)
173 % Specifies foil matrix geometric and thermal properties
174 % Israel Urieli 03/31/02
175
176 global vr %regen void volume [m^3]
177 global ar %regen internal free flow area [m^2]
178 global awgr %regen internal wetted area [m^2]
179 global lr %regenerator effective length [m]
180 global dr %regen hydraulic diameter [m]
181 global new fid %new data file
182
183 fprintf('_wrapped_foil_matrix\n')
184 if(strncmp(new, 'y',1))
185     fl = input('enter_unrolled_length_of_foil_[m]: ');
186     th = input('enter_foil_thickness_[m]: ');
187     fprintf(fid, '%.3f\n', fl);
188     fprintf(fid, '%.3e\n', th);
189 else
190     fl = fscanf(fid, '%f',1);
191     th = fscanf(fid, '%e',1);
192 end
193
194 am = th*fl;
195 ar = amat - am;
196 vr = ar*lr;
197 awgr = 2*lr*fl;
198 dr = 4*vr/awgr;
199 porosity = ar/amat;
200
201 fprintf('_unrolled_foil_length: %.3f(m)\n', fl)
202 fprintf('_foil_thickness: %.3f(mm)\n', th*1e3)
203 fprintf('_hydraulic_diam: %.3f(mm)\n', dr*1e3)
204 fprintf('_total_wetted_area: %f(sq.m)\n', awgr)
205 fprintf('_void_volume: %.2f(cc)\n', vr*1e6)
206 fprintf('_porosity: %.3f\n', porosity)
207 %=====

```

```

1 function qrloss = regsim(var)
2 % Evaluate the effectiveness and performance of the regenerator
3 % Israel Urieli, 7/23/2002
4 % Arguments:
5 % var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
6 % Returned value:
7 % qrloss - regenerator net enthalpy loss [J]
8
9 % Row indices of the var array:
10 TC = 1; % Compression space temperature [K]
11 TE = 2; % Expansion space temperature [K]
12 QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
13 QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
14 QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
15 WC = 6; % Work done by the compression space [J]
16 WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
17 W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
18 P = 9; % Pressure [Pa]
19 VC = 10; % Compression space volume [m^3]
20 VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
21 MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
22 MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
23 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
24 MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
25 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
26 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
27 THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
28 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
29 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
30 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
31 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]
32
33 global matrix_type %m)esh or f)oil
34 global ar %regen internal free flow area [m^2]
35 global awgr %regen internal wetted area [m^2]
36 global dr %regen hydraulic diameter [m]
37 global tr %regen temperature [K]
38 global omega %cycle frequency [rads/s]
39
40 % Reynolds number over the cycle
41 for(i = 1:1:37)
42     gar(i) = (var(GAKR,i) + var(GARH,i))*omega/2;
43     gr = gar(i)/ar;
44     [mu,kgas,re(i)] = reynum(tr,gr,dr);
45 end
46
47 % average and maximum Reynolds number
48 sumre = 0;
49 remax = re(1);
50 for(i = 1:1:36)
51     sumre = sumre + re(i);
52     if(re(i) > remax)
53         remax = re(i);
54     end
55 end
56
57 reavg = sumre/36;
58
59 % Stanton number, number of transfer units, regenerator effectiveness
60 if (strncmp(matrix_type,'m',1))
61     [st,fr] = matrixfr(reavg);
62 elseif (strncmp(matrix_type,'f',1))
63     [st,ht,fr] = foilfr(dr,mu,reavg);
64 end
65
66 ntu = st*awgr/(2*ar);
67 effect = ntu/(ntu + 1);
68
69 % Calculate qrloss
70 for (i=1:1:37)

```

```

71     qreg(i) = var(QR,i);
72 end
73 qrmin = min(qreg);
74 qrmax = max(qreg);
75 qrloss = (1 - effect)*(qrmax - qrmin); %ISL: se multiplica por cero para simular que no hay
      regenerador
76
77 % Regenerator simple analysis results:
78 fprintf('Average_Reynolds_number:_%%.1f\n', reavg);
79 fprintf('Maximum_Reynolds_number:_%%.1f\n', remax);
80 fprintf('Stanton_number(Average_Re):_%%.3f\n', st);
81 fprintf('Number_of_transfer_units:_%%.1f\n', ntu);
82 fprintf('Regenerator_effectiveness:_%%.3f\n', effect);

```

```

1 function [mu,kgas, re] = reynum(t,g,d)
2 %evaluate dynamic viscosity, thermal conductivity, Reynolds number
3 %Israel Urieli, 7/22/2002
4 %Arguments:
5 % t - gas temperature [K]
6 % g - mass flux [kg/m^2.s]
7 % d - hydraulic diameter [m]
8 %Returned values:
9 % mu - gas dynamic viscosity [kg.m/s]
10 % kgas - gas thermal conductivity [W/m.K]
11 % re - Reynolds number
12
13 global cp %specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
14 global mu0 %dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
15 global t0 t_suth %reference temperature [K], Sutherland constant [K]
16 global prandtl %Prandtl number
17
18
19 mu = mu0*(t0 + t_suth)/(t + t_suth)*(t/t0)^1.5;
20 kgas = cp*mu/prandtl;
21 re = abs(g)*d/mu;
22
23 if(re < 1)
24     re = 1;
25 end

```

```

1 function [x, y, dy] = rk4(deriv,n,x,dx,y)
2 %Classical fourth order Runge-Kutta method
3 %Integrates n first order differential equations
4 %dy(x,y) over interval x to x+dx
5 %Azziz Urieli - Jan 21, 2002
6 x0 = x;
7 y0 = y;
8 [y, dy1] = feval(deriv, x0, y);
9 for i = 1:n
10     y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy1(i);
11 end
12 xm = x0 + 0.5*dx;
13 [y, dy2] = feval(deriv, xm, y);
14 for i = 1:n
15     y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy2(i);
16 end
17 [y, dy3] = feval(deriv, xm, y);
18 for i = 1:n
19     y(i) = y0(i) + dx*dy3(i);
20 end
21 x = x0 + dx;
22 [y, dy] = feval(deriv, x, y);
23 for i = 1:n
24     dy(i) = (dy1(i) + 2*(dy2(i) + dy3(i)) + dy(i))/6;
25     y(i) = y0(i) + dx*dy(i);
26 end

```

```

1 %sea (stirling engine analysis) – main program
2 %Israel Urieli 7/20/02
3
4 clc;
5 clear all;
6
7 %Row indices of the var, dvar arrays:
8 TC = 1; % Compression space temperature (K)
9 TE = 2; % Expansion space temperature (K)
10 QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
11 QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
12 QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
13 WC = 6; % Work done by the compression space (J)
14 WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
15 W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
16 P = 9; % Pressure (Pa)
17 VC = 10; % Compression space volume (m^3)
18 VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
19 MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
20 MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
21 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
22 MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
23 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
24 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
25 THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
26 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
27 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
28 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
29 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
30 % Size of var (ROWV,COL), dvar (ROWD,COL)
31 ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
32 ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
33 COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
34 %=====
35 global tk tr th %cooler, regenerator, heater temperatures [K]
36 global vk %cooler void volume [m^3]
37 global vr %regen void volume [m^3]
38 global vh %heater void volume [m^3]
39
40
41 % Agregado por JISL*****
42 global freq
43 global fidconf
44 global choice
45 global RPM_step
46 global auxconf
47 % *****
48
49
50 global kappabreak %Indicador de parar (no más RPM)
51 global fidres %file writer 'resultados'
52
53
54 %WV: Me pongo en posición para escribir 'resultados.txt'
55 fidres = fopen('resultados.txt','r+');
56 %JISL*****
57 [fidconf, message] = fopen('configuracion.txt','r'); %Configuración
58 if fidconf == -1
59     display(message)
60 end
61 RPM0 = fscanf(fidconf, 'Initial_RPM=%f');
62 fscanf(fidconf, '%c',1); % saltar a siguiente línea
63 RPM_step = fscanf(fidconf, 'RPM_step=%f');
64 fscanf(fidconf, '%c',1);
65 % choice = fscanf(fidconf, 'Choose simulation: a)diabatic, s)imple = %c');
66 % fscanf(fidconf, '%c',1);
67 choice = 's';
68 freq=RPM0/60; %PARAMETRO SIMULACIÓN Frecuencia inicial (Hertz)
69 auxconf=0; %auxiliar para que parámetros de fidconf funcionen solo una vez
70 %*****

```

```

71 readop=1;
72 while(readop==1)
73     read = fgetl(fidres);
74     if(read==-1)
75         readop=0;
76     end
77 end
78
79 kappabreak = 0;
80
81 % *****
82
83 while(freq < 30000/60 && kappabreak==0) %PARAMETRO SIMULACIÓN, paso de RPM según valor que
    lleva freq.
84 define;
85 % JISL*****
86 global new
87 global RPM_step
88 global auxconf
89
90
91 if new~='y'; %solo se crea un archivo para ser simulado(no se simula)
92 % *****
93     if(strncmp(choice, 'a', 1))
94         elseif(strncmp(choice, 's', 1))
95             [var, dvar] = simple;
96         end
97     end
98     freq=freq+(RPM_step/60);
99     auxconf=1;
100
101 end
102
103 fprintf('quitting_simulation...\n');

```

```

1 function [var,dvar] = simple
2 %simple analysis - including heat transfer and pressure drop effects
3 %Israel Urieli, 7/22/2002 (modified 12/3/2003 for temp plots)
4 %Returned values:
5 % var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
6 % dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)
7
8 %Row indices of the var, dvar arrays:
9 TC = 1; % Compression space temperature [K]
10 TE = 2; % Expansion space temperature [K]
11 QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
12 QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
13 QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
14 WC = 6; % Work done by the compression space [J]
15 WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
16 W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
17 P = 9; % Pressure [Pa]
18 VC = 10; % Compression space volume [m^3]
19 VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
20 MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
21 MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
22 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
23 MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
24 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
25 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
26 THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
27 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
28 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
29 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
30 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]
31 % Size of var (ROWV,COL), dvar (ROWD,COL)
32 ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
33 ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
34 COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
35 %-----
36
37 global freq omega % cycle frequency [herz]
38 global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
39 global cqwr % regenerator housing thermal conductance [W/K]
40
41 % JISL*****
42 global kappabreak % indicador de parar (no más RPM)
43 global fidres % file writer 'resultados'
44 global fidconf % file writer 'configuración'
45 global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
46 global vk vh vr % cooler, heater, regenerator void volume [m^3]
47 global SW
48
49 [var,dvar] = adiab;
50 Wpowerad2 = var(W,COL)*freq;
51 % *****
52
53
54
55 epsilon = 0.01; % allowable temperature error bound for cyclic convergence
56 terror = 10*epsilon; % Initial temperature error (to enter loop)
57
58 twk = tk+terror; % Cooler wall temp - equal to initial cooler gas temp
59 twh = th-terror; % Heater wall temp - equal to initial heater gas temp
60
61 while (terror>epsilon)
62 [var,dvar] = adiab;
63 tgh = hotsim(var,twh); % new heater gas temperature
64 tgc = kolsim(var,twk); % new cooler gas temperature
65 terror = abs(th - tgh) + abs(tk - tgc);
66 th = tgh;
67 tk = tgc;
68 tr = (th-tk)/log(th/tk);
69
70 end

```

```

71 % *JISL*****
72 global auxconf
73 global torqdata
74 global torqplot
75 if auxconf==0
76 torqplot = fscanf(fidconf, 'Show_Torque_(work)_plot_[y/n]_=_% ');
77 fscanf(fidconf, '%',1);
78 end
79 if torqplot=='y'
80 figure(1)
81 axis auto
82 plot(torqdata(:,1),torqdata(:,2),'k')
83 hold on
84 plot(torqdata(:,1),torqdata(:,3),'b')
85 plot(torqdata(:,1),torqdata(:,4),'r')
86 grid on
87 xlabel('Crank_angle_(degrees)');
88 ylabel('Torque_(Nm)');
89 title('Adiabatic_Simulation_-_Torque_(Work)_vs_crank_angle');
90 hold off
91 end
92
93 % global dV2
94 % global dP
95 global P0
96 %
97 % figure (12)
98 % plot(dV2*1e-3,dP*1e-5)
99 % hold on
100 % plot(dV2*1e-3,P0*1e-5*ones(360),'r')
101 % hold off
102
103 %%%%%%%%%%%%%%%
104 %Recolectar datos diagrama pv
105 % xlswrite('diagramapv.xls',dV2,'hoja1','a1:a360');
106 % xlswrite('diagramapv.xls',dP,'hoja1','b1:b360');
107 % xlswrite('diagramapv.xls',P0,'hoja1','c1:c360');
108
109
110 %%%%%%%%%%%%%%%
111 % *****
112 fprintf('====_converged_heater_and_cooler_mean_temperatures_====\n');
113 fprintf('heater_wall/gas_temperatures:_Twh=_%.1f [K],_Th=_%.3f [K]\n',twh,th);
114 fprintf('cooler_wall/gas_temperatures:_Tkw=_%.1f [K],_Tk=_%.3f [K]\n',twk,tk);
115
116 % Print out ideal adiabatic analysis results
117 eff = var(W,COL)/var(QH,COL); % engine thermal efficiency
118 Qkpower = var(QK,COL)*freq; % Heat transferred to the cooler (W)
119 Qrpower = var(QR,COL)*freq; % Heat transferred to the regenerator (W)
120 Qhpower = var(QH,COL)*freq; % Heat transferred to the heater (W)
121 Wpowerad = var(W,COL)*freq;
122 Wpower = sum(SW)*2*pi/360*freq; % Total power output (W)
123 fprintf('====_ideal_adiabatic_analysis_results_====\n');
124 fprintf('_Heat_transferred_to_the_cooler:_%.2f [W]\n', Qkpower);
125 fprintf('_Net_heat_transferred_to_the_regenerator:_%.2f [W]\n', Qrpower);
126 fprintf('_Heat_transferred_to_the_heater:_%.2f [W]\n', Qhpower);
127 fprintf('_Total_power_output:_%.2f [W]\n', Wpower);
128 fprintf('_Thermal_efficiency:_%.1f [%%]\n', eff*100);
129 fprintf('====\n');
130 % Temperature plot of the simple simulation results
131 global tempplot
132 if auxconf==0
133 tempplot = fscanf(fidconf, 'Show_temperature_plot_of_the_simple_simulation_[y/n]_=_% ');
134 fscanf(fidconf, '%',1);
135 end
136 %%%%%%%%%%%%%%%
137 %Recolectar perfil de temperatura en el motor
138 % xlswrite('perfiltemp.xls',var(TC,:), 'hoja1','a1:a36');
139 % xlswrite('perfiltemp.xls',var(TE,:), 'hoja1','b1:b36');
140 % xlswrite('perfiltemp.xls',twk, 'hoja1','c1:c36');
141 % xlswrite('perfiltemp.xls',twh, 'hoja1','d1:d36');

```

```

142 % xlswrite('perfiltemp.xls',tk,'hojal','e1:e36');
143 % xlswrite('perfiltemp.xls',th,'hojal','f1:f36');
144
145 %%%%%%%%%%%
146
147 if tempplot=='y'
148     figure( 2 )
149     axis auto
150     x = 0:10:360;
151     Tcomp = var(TC,:);
152     Texp = var(TE,:);
153     plot(x,Tcomp,'b-',x,Texp,'r-');
154     hold on
155     x = [0,360];
156     y = [twk,twk];
157     plot(x,y,'b-');
158     y = [tk,tk];
159     plot(x,y,'b-');
160     y = [tr,tr];
161     plot(x,y,'g-');
162     y = [th,th];
163     plot(x,y,'r-');
164     y = [twh,twh];
165     plot(x,y,'r-');
166     hold off
167     grid on
168     xlabel('Crank_angle_(degrees)');
169     ylabel('Temperature_(K)');
170     title('Simple_Simulation_-_Wall_and_Gas_Temps_vs_crank_angle');
171 end
172
173 % Various plots of the ideal adiabatic simulation results
174 plotadiab(var,dvar);
175
176
177
178 fprintf('====_Regenerator_simple_analysis_====\n');
179 qrloss = regsim(var);
180 fprintf('_Regenerator_net_enthalpy_loss:_%1f[W]\n', qrloss*freq);
181 qwrl = cqwr*(twh - twk)/freq;
182 fprintf('_Regenerator_wall_heat_leakage:_%1f[W]\n', qwrl*freq);
183 % fprintf('====_pressure_drop_simple_analysis_====\n');
184 % dwork = worksim(var,dvar);
185
186 % JISL*****
187 op_worksim = 's'; %input('¿Desea incluir pérdidas mecánicas? s/n: ','s');
188 if(strncmp(op_worksim,'s',1))
189     fprintf('====_pressure_drop_simple_analysis_====\n');
190     dwork = worksim(var,dvar);
191 else
192     dwork=0;
193 end
194 % *****
195
196 fprintf('_Pressure_drop_available_work_loss:_%1f[W]\n', dwork*freq)
197 actWpower = Wpower - dwork*freq;
198 actQhpower = Qhpower + qrloss*freq + qwrl*freq ;
199 acteff = actWpower/actQhpower;
200
201 fprintf('_Actual_power_from_simple_analysis:_%1f[W]\n', actWpower);
202 fprintf('_Actual_heat_power_in_from_simple_analysis:_%1f[W]\n', actQhpower);
203 fprintf('_Actual_efficiency_from_simple_analysis:_%1f[%]\n', acteff*100);
204
205 %JISL/WV Nombre / Escritura de archivo resultados
206
207 %Titulos tabla
208
209 if auxconf==0
210 fprintf(fidres, '\n');
211 fprintf(fidres, '\nRPM\t'); %RPM
212 fprintf(fidres, 'P_mean[kPa]\t'); %P_max[kPa]

```

```

213 fprintf(fidres, 'P_adm\t'); %P_adm
214 fprintf(fidres, 'P_schd\t'); %P_schmidt/Senft
215 fprintf(fidres, 'P_adb\t'); %P_adiabatic
216 fprintf(fidres, 'P[W]\t'); %P[W]
217 fprintf(fidres, 'Ploss[W]\t'); %Ploss[W]
218 fprintf(fidres, 'Vole[cc]\t'); %Vole[cc]
219 fprintf(fidres, 'Volc[cc]\t'); %Volc[cc]
220 fprintf(fidres, 'kappa\t'); %kappa
221 fprintf(fidres, 'X\t'); %X
222 fprintf(fidres, 'Qh_ideal[J]\t'); %IDEAL Heat transferred to the heater (J)
223 fprintf(fidres, 'Qh_actual[J]\t');
224 fprintf(fidres, 'Qk_ideal[J]\t');
225 fprintf(fidres, 'W_cycle[J]\t'); %work per cycle
226 fprintf(fidres, 'Eff_actual_\t'); % actual efficiency
227 fprintf(fidres, 'twk[K]\t');
228 fprintf(fidres, 'tk[K]\t');
229 fprintf(fidres, 'th[K]\t');
230 fprintf(fidres, 'twh[K]\t');
231 fprintf(fidres, 'Tau\t');
232 end
233 %datos tabla
234
235 fprintf(fidres, '\n_%.0f\t', freq*60); %RPM
236 fprintf(fidres, '_%.3e\t', sqrt(max(var(P,:))*min(var(P,:)))); %Presión media [Watts]
237 global power
238 fprintf(fidres, '_%.3e\t', actWpower/(sqrt(max(var(P,:))*min(var(P,:)))*(vk+vh+vr+vswc+vswe))); %Potencia Adimensional [Watts]
239 fprintf(fidres, '_%.3f\t', power); %Potencia Schmidt[Watts]
240 fprintf(fidres, '_%.3f\t', Wpowerad2); %Potencia adiabática [Watts]
241 fprintf(fidres, '_%.3f\t', actWpower); %Potencia [Watts]
242 fprintf(fidres, '_%.3f\t', dwork*freq); %Perdidas [Watts]
243 fprintf(fidres, '_%.3f\t', vswe*1e6); %espacio de expansión [cc]
244 fprintf(fidres, '_%.3f\t', vswc*1e6); %espacio de compresión [cc]
245 fprintf(fidres, '_%.3f\t', vswc/vswe); %Razón espacios com./exp.
246 fprintf(fidres, '_%.3f\t', (vk+vh+vr)/vswe); %Razón de vol. muerto X
247 % fprintf(fidres, ' %.5e ', pmax);
248 % fprintf(fidres, ' %.5e ', pmin);
249 fprintf(fidres, '_%.1f\t', Qhpower/freq); %IDEAL Heat transferred to the heater (J)
250 fprintf(fidres, '_%.1f\t', actQhpower/freq); %OULES
251 fprintf(fidres, '_%.1f\t', Qkpower/freq); %OULES IDEAL SIN PÉRDIDAS
252 % fprintf(fidres, ' %.1f\t', -Qkpower/freq); %OULES IDEAL SIN PÉRDIDAS
253 fprintf(fidres, '_%.2f\t', actWpower/freq); %OULES
254 fprintf(fidres, '_%.3f\t', acteff);
255 % fprintf(fidres, ' %.4f ', TmSk);
256 fprintf(fidres, '_%.4f\t', twk);
257 fprintf(fidres, '_%.4f\t', tk);
258 fprintf(fidres, '_%.4f\t', th);
259 fprintf(fidres, '_%.4f\t', twh);
260 % fprintf(fidres, ' %.4f\t', TmSh);
261 fprintf(fidres, '_%.4f\t', tk/th);
262 % fprintf(fidres, ' %.3f\t', freq); %freq en [Hz]
263 % fprintf(fidres, ' %.4f\t', hth);
264 % fprintf(fidres, ' %.4f\t', htk);
265 % fprintf(fidres, ' %.2f\t', effect*100);
266 % fprintf(fidres, ' %.2e\t', qwrl);
267 % fprintf(fidres, ' %.2f\t', dworkreg); %pumping work in regenerator[J]
268 % fprintf(fidres, ' %.1f\t', 1); %WV(ver si se puede modificar) Pérdidas en REGENERADOR (no
perfecto) - qgross
269 %
270 global powplot
271 global colorv
272 if auxconf==0
273 powplot = fscanf(fidconf, 'Show_power_per_RPM_plot_[y/n]_=%s');
274 fscanf(fidconf, '%', 1);
275 colorv=[rand, rand^2, rand^3];
276 end
277 if powplot=='y'
278 figure(7)
279 hold on
280 axis auto

```

```

281     plot(freq*60,actWpower,'Marker','*','Color',colorv);%grafica potencia adiabática con
        perdidas
282 %     plot(freq*60,Wpowerad2,'Marker','*','Color',colorv*0.9);%grafica potencia
        adiabatica ideal
283 %     plot(freq*60,power,'Marker','*','Color',colorv*0.5);%grafica Potencia Schimdt
284     hold on
285     grid on
286     xlabel('RPM');
287     ylabel('Power_[W]');
288     title('Power_vs_RPM_(Simple_Simulation)');
289     hold off
290 end
291
292 if (actWpower<0)
293     kappabreak = 1;
294     hold off %JISL limpiar gráficos
295     return
296 end

```

```

1 function [vc,ve,dvc,dve,dvp] = volume(theta)
2 %determine working space volume variations and derivatives
3 % Israel Urieli, 7/6/2002
4 %Argument: theta - current cycle angle [radians]
5 %Returned values:
6 % vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
7 % dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives
8
9 global engine_type %s)inusoidal, y)oke (both alpha engines), g)amma JISL
10
11 % JISL*****
12 dvp=0;
13 % *****
14
15 if(strncmp(engine_type, 's',1))
16     [vc,ve,dvc,dve] = sinevol(theta);
17 elseif(strncmp(engine_type, 'y',1))
18     [vc,ve,dvc,dve] = yokevol(theta);
19 elseif(strncmp(engine_type, 'g',1))
20     [vc,ve,dvc,dve,dvp] = gammavol(theta);
21 end
22 %=====
23
24 function [vc,ve,dvc,dve] = sinevol(theta)
25 % sinusoidal drive volume variations and derivatives
26 % Israel Urieli, 7/6/2002
27 %Argument: theta - current cycle angle [radians]
28 %Returned values:
29 % vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
30 % dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives
31
32 global vclc vcle %compression, expansion clearance vols [m^3]
33 global vswc vswe %compression, expansion swept volumes [m^3]
34 global alpha %phase angle advance of expansion space [radians]
35
36 vc = vclc + 0.5*vswc*(1 + cos(theta));
37 ve = vcle + 0.5*vswe*(1 + cos(theta + alpha));
38 dvc = -0.5*vswc*sin(theta);
39 dve = -0.5*vswe*sin(theta + alpha);
40 %=====
41
42 function [vc,ve,dvc,dve] = yokevol(theta)
43 % Ross yoke drive volume variations and derivatives
44 % Israel Urieli, 7/6/2002
45 %Argument: theta - current cycle angle [radians]
46 %Returned values:
47 % vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
48 % dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives
49
50 global vclc vcle %compression, expansion clearance vols [m^3]
51 global vswc vswe %compression, expansion swept volumes [m^3]
52 global alpha %phase angle advance of expansion space [radians]
53 global b1 % Ross yoke length (1/2 yoke base) [m]
54 global b2 % Ross yoke height [m]
55 global crank %crank radius [m]
56 global dcomp dexp %diameter of compression/expansion pistons [m]
57 global acomp aexp %area of compression/expansion pistons [m^2]
58 global ymin %minimum yoke vertical displacement [m]
59
60 sinh = sin(theta);
61 cosh = cos(theta);
62 bth = (b1^2 - (crank*cosh)^2)^0.5;
63 ye = crank*(sinh + (b2/b1)*cosh) + bth;
64 yc = crank*(sinh - (b2/b1)*cosh) + bth;
65
66 ve = vcle + aexp*(ye - ymin);
67 vc = vclc + acomp*(yc - ymin);
68 dvc = acomp*crank*(cosh + (b2/b1)*sinh + crank*sinh*cosh/bth);
69 dve = aexp*crank*(cosh - (b2/b1)*sinh + crank*sinh*cosh/bth);
70

```

```

71 function [vc,ve,dvc,dve,dvp] = gammavol(theta)
72 %determine working space volume variations and derivatives
73 %Autor: William Vidal Geisel, 6/04/08
74 %Corregido: JISL 10-4-10
75 %Argument: theta - current cycle angle [radians]
76 %Returned values:
77 % vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
78 % dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives
79
80 global vclcp vclcd %compression clearance vols in piston/displacer space [m^3]
81 global vcle %expansion clearance vols [m^3]
82 global alpha %phase angle advance of expansion space [radians]
83 global lp ld %largos de las bielas de pistón, desplazador
84 global rp rd %largos manivelas pistón, desplazador
85 global dp dd %diameter of piston, displacer [m]
86 global Ap Ad %area of piston, displacer [m^2]
87 global vcd0
88 global deltax_d
89
90 %% JISL: volumenes según realmente lo que se quiere decir en la tesis de WW
91 theta2=theta-alpha;
92 ve = (ld + rd - rd * cos(theta) - sqrt(ld ^ 2 - rd ^ 2 * sin(theta) ^ 2)) * Ad + vclcd;
93 vp = (lp + rp - rp * cos(theta2) - sqrt(lp ^ 2 - rp ^ 2 * sin(theta2) ^ 2)) * Ap+ vclcp;
94 vc = (Ad*2*rd - ve) + vp ;
95
96 %ojo!! SON DERIVADAS C/R a Theta, no diferenciales!(dv/dtheta)
97 dve = (rd * sin(theta) - (ld ^ 2 - rd ^ 2 * sin(theta) ^ 2) ^ (-0.5) * rd ^ 2 * sin(theta) *
      cos(theta))* Ad;
98 dvp = (rp * sin(theta2) - (lp ^ 2 - rp ^ 2 * sin(theta2) ^ 2) ^ (-0.5) * rp ^ 2 * sin(theta2)
      ) * cos(theta2)) * Ap;
99 dvc =-dve + dvp;

```

```

1 function dwork = worksim(var,dvar);
2 % Evaluate the pressure drop available work loss [J]
3 % Israel Urieli , 7/23/2002
4 % Arguments:
5 % var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
6 % dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)
7 % Returned value:
8 % dwork - pressure drop available work loss [J]
9
10 % Row indices of the var, dvar arrays:
11 TC = 1; % Compression space temperature [K]
12 TE = 2; % Expansion space temperature [K]
13 QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
14 QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
15 QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
16 WC = 6; % Work done by the compression space [J]
17 WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
18 W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
19 P = 9; % Pressure [Pa]
20 VC = 10; % Compression space volume [m^3]
21 VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
22 MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
23 MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
24 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
25 MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
26 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
27 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
28 THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
29 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
30 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
31 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
32 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]
33 % Size of var(ROWV,COL), dvar(ROWD,COL)
34 ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
35 ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
36 COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
37 %=====
38
39 global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
40 global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
41 global vh % heater void volume [m^3]
42 global ah % heater internal free flow area [m^2]
43 global dh % heater hydraulic diameter [m]
44 global lh % heater effective length [m]
45 global vk % cooler void volume [m^3]
46 global ak % cooler internal free flow area [m^2]
47 global dk % cooler hydraulic diameter [m]
48 global lk % cooler effective length [m]
49 global vr % regen void volume [m^3]
50 global ar % regen internal free flow area [m^2]
51 global lr % regenerator effective length [m]
52 global dr % regen hydraulic diameter [m]
53 global matrix_type % mesh or f) oil
54
55 % *JISL*****
56 global gfact % factor aumento velocidad para reynold (segun incorpera)
57 global awgfinh
58 global awgfink
59
60 dworkhot = 0; % initialise pumping work loss
61 dworkkol = 0; % initialise pumping work loss
62 dworkreg = 0; % initialise pumping work loss
63 % *****
64 dtheta = 2*pi/36;
65 dwork = 0; % initialise pumping work loss
66
67 for(i = 1:1:36)
68     gk = (var(GACK,i) + var(GAKR,i))*omega/(2*ak);
69 % *JISL*****
70     [mu,kgas, re(i)] = reynum(tk,gk*gfact,dk);

```



```

142     xlabel('Crank_angle_(degrees)');
143     ylabel('Heat_exchanger_pressure_drop_[Pa]');
144     title('Heat_exchanger_pressure_drop_vs_crank_angle');
145 % elseif(strcmp(choice,'p',1))
146     pcombar = pcom*1e-5;
147     pexpbar = pexp*1e-5;
148     figure(6)
149     x = 0:10:360;
150     plot(x,pcombar,'b-',x,pexpbar,'r-');
151     grid on
152     xlabel('Crank_angle_(degrees)');
153     ylabel('Working_space_pressure_[bar]');
154     title('Working_space_pressure_vs_crank_angle');
155 % end
156 %end
157 end
158 % JISL*****
159 % fprintf('quitting pressure plots...\n');
160 % *****

```

Anexo C

Memorias de Cálculo

En este anexo se especifican los cálculos de diseño hechos a los elementos constructivos del prototipo, reseñados en el capítulo 7, según el modelo de referencia desarrollado en la parte II del trabajo. Los cálculos en general se apoyan en el texto de diseño de Shigley [56].

C.1. Cilindro carcasa y cilindro pistón de potencia

Para este elemento se calcularon los esfuerzos como si fueran los de un estanque cilíndrico de infinito internamente presurizado. En este caso los esfuerzos se desarrollan radial y tangencialmente, dependiendo del espesor de la pared y del diámetro del cilindro. Se asume que la deformación axial es despreciable debido a la poca altura de la carcasa.

Si hacemos los cálculos según la presión ambiente relativa ($P_{amb} = 0$) tenemos que los esfuerzos máximos existentes se pueden escribir como sigue:

$$\sigma_t = P_i \left(\frac{r_0^2 + r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \right) \quad (C.1)$$

$$\sigma_r = P_i \quad (C.2)$$

$$\sigma_l = \frac{P_i r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \quad (C.3)$$

Como el valor de la resistencia a la fluencia del acero SAE 1020 es de $S_y = 207[MPa]$, $r_0 = 330[mm]$ y $r_i = 317[mm]$ y la presión de diseño es de $3[BAR]$, se tendrá que el esfuerzo permisible máximo corresponde a $\sigma_t = 7,7[MPa]$, lo que nos entrega un factor de seguridad $n = 27$, superando con creces el espesor mínimo necesario.

Para el caso del cilindro del pistón de potencia tendremos el mismo valor de presión, como se desconoce la composición del acero, se calcula su resistencia con el mismo valor de S_y del carcasa y con un diámetro de $\phi = 90[mm]$ con $3[mm]$ de espesor. Según esto se obtiene un esfuerzo permisible máximo de $\sigma_t = 9,3[MPa]$ y un factor de seguridad de $n = 22$.

La flexión crítica para la carcasa no se calcula debido a que los elementos que soporta no superan los 40[kg] de peso en total.

C.2. Tapa inferior y superior carcasa

Las tapas de la carcasa al ser destinadas a usos similares, se calculan en conjunto. Estas se consideran para los cálculos como empotrada, la inferior al estar soldada y la superior debido a la sujeción con pernos que tiene. Para el cálculo se utiliza la siguiente ecuación:

$$w(r) = \frac{P r_0^2}{64D(1 + \nu)} \left[2(3 + \nu) \left(1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right) - (1 + \nu) \left(1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^4 \right) \right] \quad (C.4)$$

Donde:

- P : la presión ejercida sobre la superficie
- r_0 : Radio del disco
- $D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$, es la rigidez de flexión del material donde E es el módulo de elasticidad, t el espesor y ν es la razón de poisson del material.

Como la deformación es simétricamente axial sólo es función del radio de la circunferencia, por lo tanto su deformación máxima estará en el centro donde $r = 0$, entonces:

$$w_{max} = w(r = 0) = \frac{p r_0^4(5 + \nu)}{64D(1 + \nu)} \quad (C.5)$$

Para el presente caso $\phi_{flange} = 33[mm]$, $p = 3[BAR]$, $t = 26[mm]$, el módulo de elasticidad del acero es igual a $E = 210[GPa]$ y su coeficiente de poisson es $\nu = 0,03$. Según esto se tiene una deformación máxima de $w_{max} = 0,04[mm]$, lo que entrega un efecto despreciable en la alineación de las piezas.

C.3. Pistón desplazador

Para este elemento se utilizaron las ecuaciones desde la C.1 a la C.5, en este caso al calcular la resistencia del cuerpo del pistón ($e = 1,0[mm]$, $\phi_{int} = 23,5[mm]$, $P_0 = 3[BAR]$) se encuentra que cumple con el esfuerzo máximo admisible con un factor de seguridad para σ_{max} de $n = 3,8$.

Por otra parte la sección superior del pistón lo forma una tapa con $8[mm]$ de espesor y del mismo tipo de aluminio que el cuerpo, generándose una deformación máxima de $1,09[mm]$ que corresponde al máximo de la deformación considerada admisible. En este caso la deformación puede ser mayor que en el caso de la carcasa debido a que esta no involucra ningún cambio en el funcionamiento de la transmisión.

C.4. Volante de inercia

Para el motor final modelado (sección 5.4), se obtiene la curva de torque por ciclo de la figura C.1, con uso de Helio a 100RPM. Se utiliza este valor de giro para el dimensionamiento debido a que tiene un mayor trabajo por ciclo y es necesario guardar más energía. En la figura 5.15 se ve el torque instantáneo para un ciclo completo bajo las condiciones de operación mencionadas.

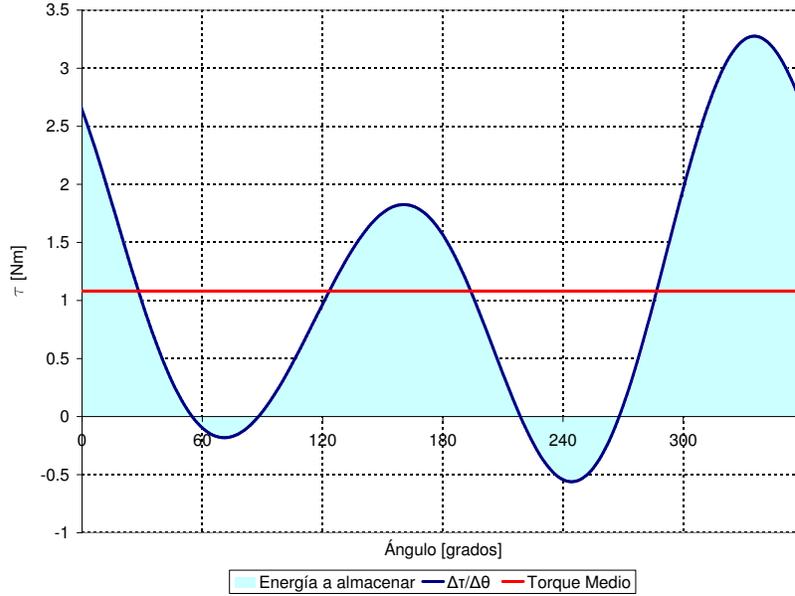


Figura C.1: Torque según ángulo del ciclo para Helio a 100 RPM

Para obtener cual es el momento de inercia necesario para que el volante almacene por lo menos una diferencia de energía ΔE se utiliza la siguiente ecuación:

$$E_2 - E_1 = \Delta E = C_s I \omega^2 \quad (C.6)$$

El valor de ΔE lo entrega la cantidad de energía “excedente” de la neta utilizada para mantener el torque medio, en otras palabras, es el área de la curva de torque existente sobre la línea de toque medio.

El coeficiente C_s se define como *coeficiente de fluctuación*, este dicta que porcentaje de fluctuación de la velocidad angular instantánea se acepta en durante cada ciclo. Este coeficiente se construye a partir de las velocidades angulares asociadas a los valores E_1 y E_2 (designadas como ω_1 y ω_2 respectivamente), normalizadas a su velocidad media ω (ecuación C.7). Este parámetro normalmente no se calcula y se impone según las necesidades del volante de inercia. s

$$C_s = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega} \quad (C.7)$$

Para este diseño, se utiliza un factor $C_s = 0,3$ impuesto, según los datos adquiridos y mostrados en la figura C.1, se tiene un torque medio de 1,082[Nm] y una energía a almacenar

sobre este valor igual a $\Delta E = 3,01[Nm]$, la velocidad angular media se impone como $\omega = 10,5[rad/s]$ equivalentes a $100RPM$.

Si se despeja entonces la ecuación C.6, tenemos que el valor del momento de inercia asociado es $I = 0,091[kgm^2]$. Si se selecciona un disco sólido como volante de inercia, se tiene la siguiente ecuación para su momento de inercia según el eje de simetría X :

$$I_x = \frac{md^2}{8} \quad (C.8)$$

Lo que si se escribe en función de sus dimensiones:

$$I_x = \frac{\pi d^2 e \rho_{acero}}{32} \quad (C.9)$$

Si el momento de inercia entregado se divide en dos volantes de inercia iguales de acero $SAE1020$, se tiene que imponiendo un diámetro de $250[mm]$ para cada uno, el espesor de ellos será de $17[mm]$, dejándose en $20[mm]$ que corresponde a un 130% del momento de inercia necesario.

C.5. Bielas y vástagos

La llamada ecuación de Euler, utilizada para el cálculo de la carga crítica P_{cr} necesaria para flectar una barra presionada axialmente (ver ecuación C.10, depende del módulo de elasticidad E y algunos parámetros geométricos como el largo l y el momento de inercia I en el eje principal asociado. El valor de C o *coeficiente de Euler* se obtiene según los grados de libertad de la barra en sus extremos.

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2} \quad (C.10)$$

Las bielas u vástagos se adoptan cilíndricos por simplicidad, lo que al aplicar el momento de inercia correspondiente a la ecuación anterior y despejando el diámetro mínimo necesario d_{min} , se obtiene:

$$d_{min} = \left(\frac{64P_{cr}l^2}{\pi^3 CE} \right)^{1/4} \quad (C.11)$$

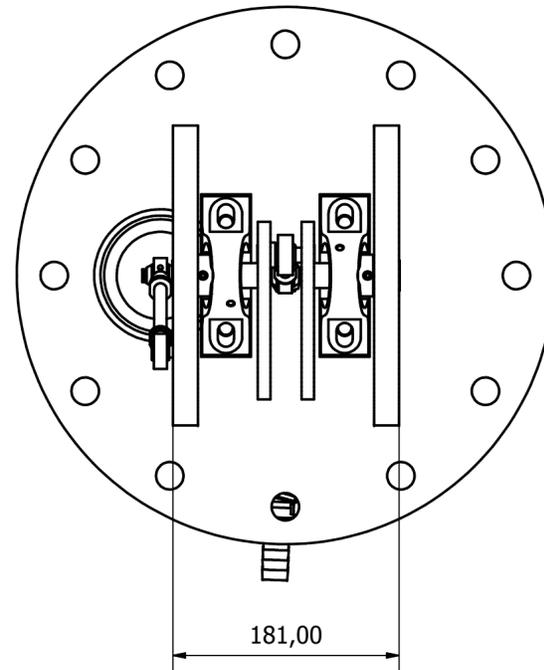
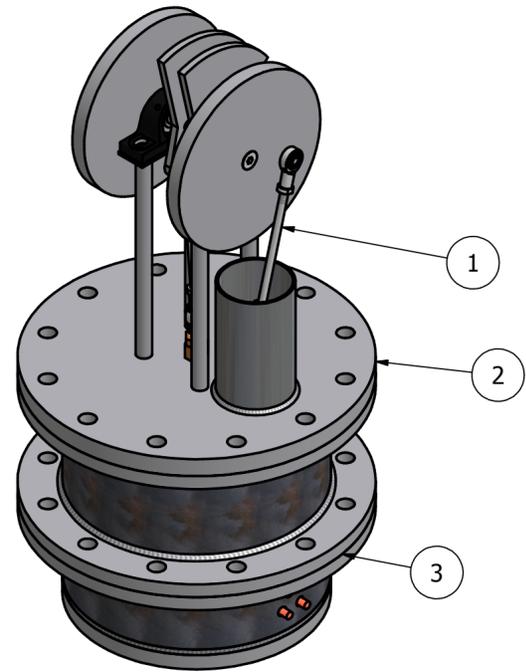
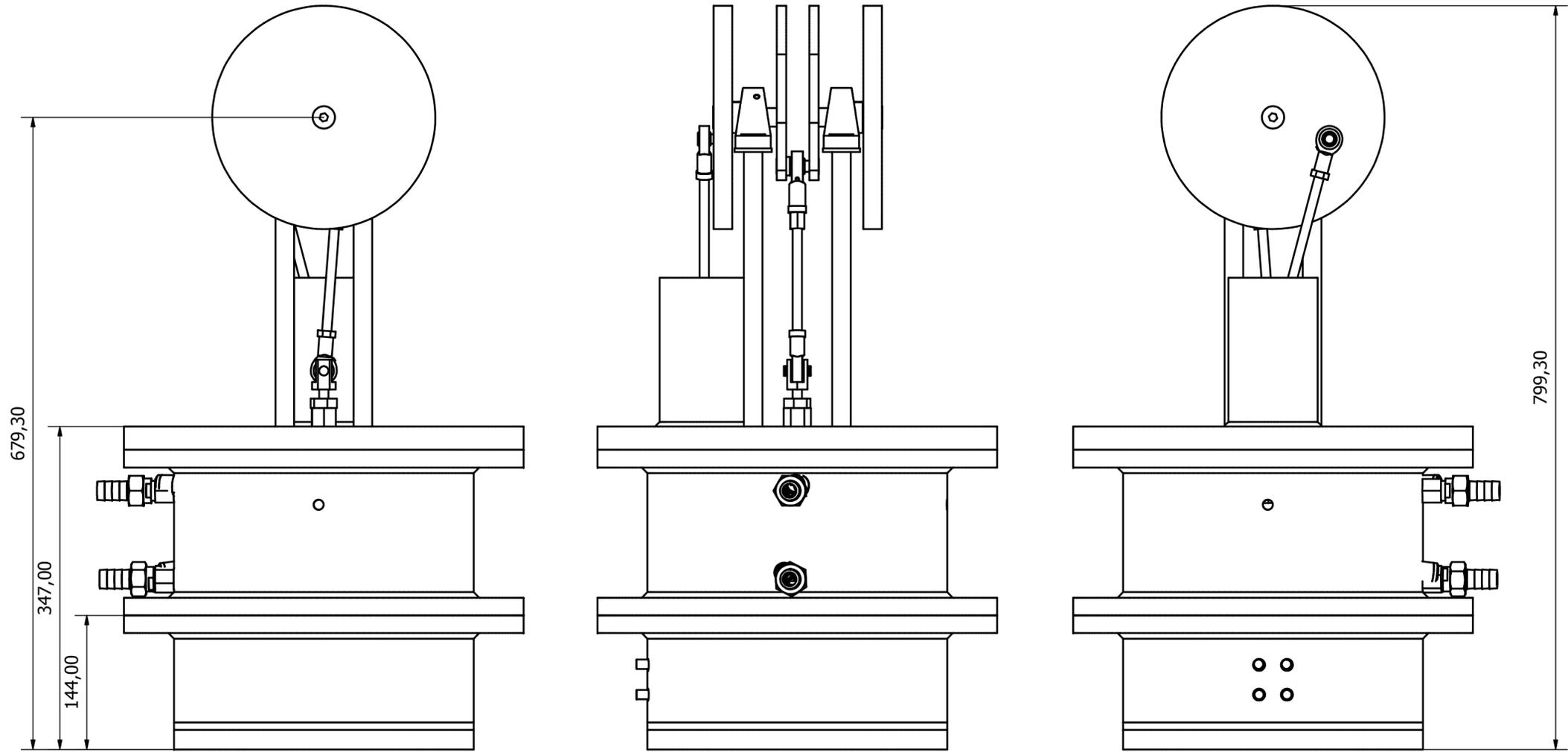
Con un esfuerzo máximo de $3.2[Nm]$, encontrado en el empuje del pistón de potencia, equivalentes a una fuerza de $3.2 [kgf]$ para un brazo de $100[mm]$ del sistema biela-manivela, se escoge una barra de acero $SAE 1020$ con un largo de $300[mm]$ y un coeficiente $C = 1$ equivalente a que los dos extremos se encuentran sujetos pero no empotrados.

Se calcula entonces que el diámetro mínimo para soportar la flexión en una barra de $300[mm]$ de largo es de $3,6[mm]$, se opta en utilizar barras de acero plata de $10[mm]$ por ya venir rectificadas y facilidad de manipulación en el armado y desarmado del motor.

Anexo D

Planos del prototipo

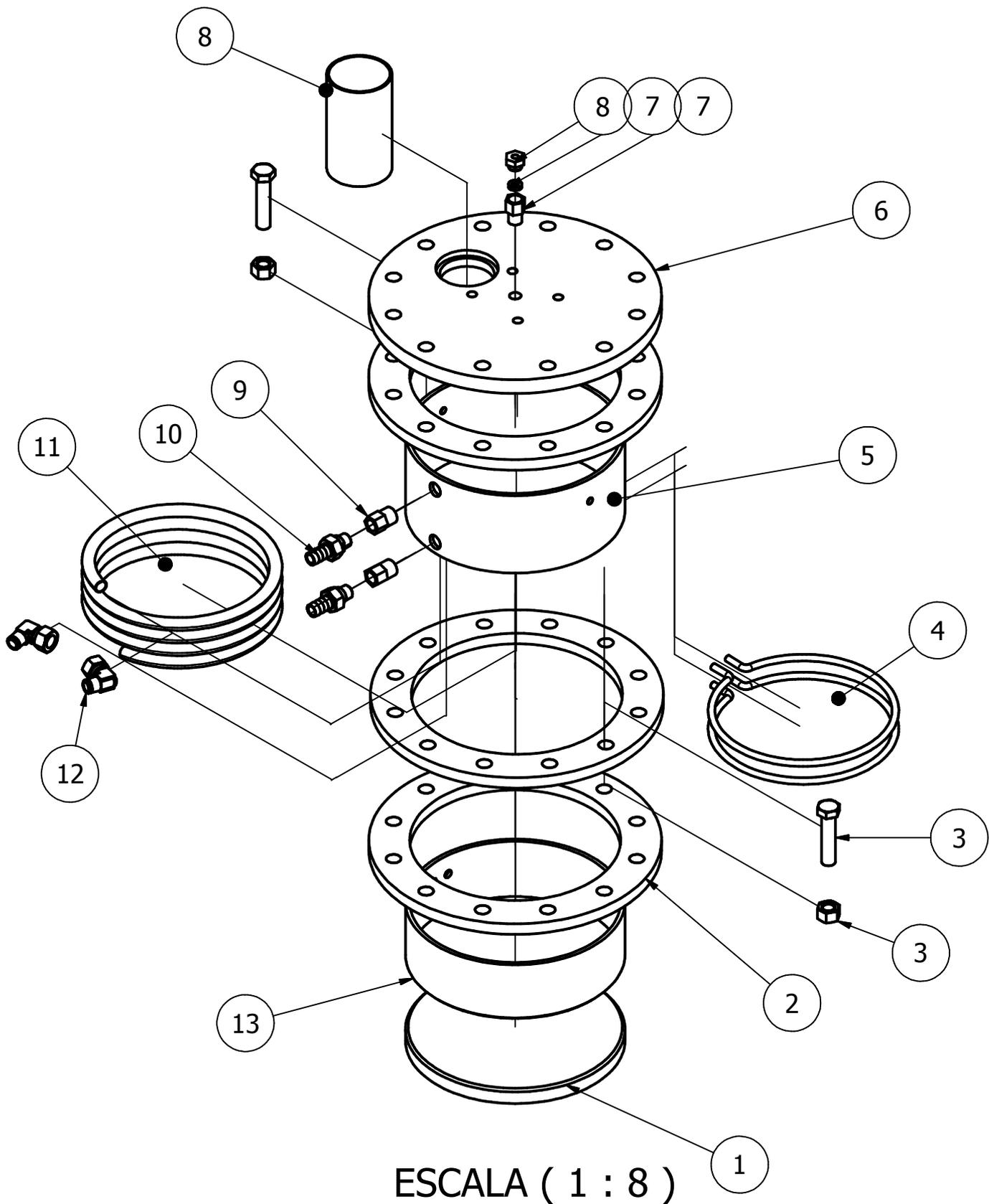
ESCALA (1 : 4)



LISTA ELEMENTOS			
ITEM	QTY	ELEMENTOS	DESCRIPCION
1	1	Subconjunto A	Contiene todos los elementos relacionados con la transmisión dispuestos sobre la tapa de la carcasa.
2	1	Tapa Carcasa	Flange ciego DIN2526 PN10
3	1	Subconjunto B	Contiene todos los elementos relacionados con la carcasa (intercambiadores y conexiones) dispuestos desde y bajo la tapa de la carcasa

Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama	Fecha 26-10-2012
---	---------------------

Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.	Motor Stirling		
	Prototipo Final	Nº Plano 1	Hoja 1 / 1



Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama		Fecha 25-10-2012	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.	Motor Stirling		
	Despiece conjunto A	Nº Plano 3	Hoja 1 / 2



6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1

LISTA ELEMENTOS

ITEM	ELEMENTOS	PLANO	QTY	DESCRIPCION
1	Sección inferior carcasa		1	Brida butt weld ciega DIN 2526 PN10
2	Brida unión carcasa		3	Brida Slip on DIN2526 PN10
3	Pernos de aprete (TYP)		1	Pernos hexagonales M20x90
5	Sección superior carcasa	4	1	Ducto Acero 1020 Sch-20
4	Resistencia electrica		2	Hermética aletada Diam.10mmX5mm
6	Tapa carcasa	5	1	Brida Ciega DIN 2526 PN10
7	Conjunto Guía Vastago	6	1	Fitting y sello
8	Cilindro pistón potencia		1	Camisa de pistón Motor Diesel Diam. 90mmX170mm
9	Conector pasamuro cooler	7	2	Fitting bronce especial
10	Conector manguera-cooler		2	Fitting bronce 1/2"NPT macho , Espiga 1/2" macho
11	Serpentin Cooler		1	Tubo cobre diam. 3/4" y largo 900 mm con 4 vueltas.
12	Conector serpentín cooler-carcasa		1	Codo bronce macho NPT 1/2", Racor 3/4"
13	Sección inferior carcasa	8	1	Ducto Acero 1020 Sch-20

D

D

C

C

B

B

A

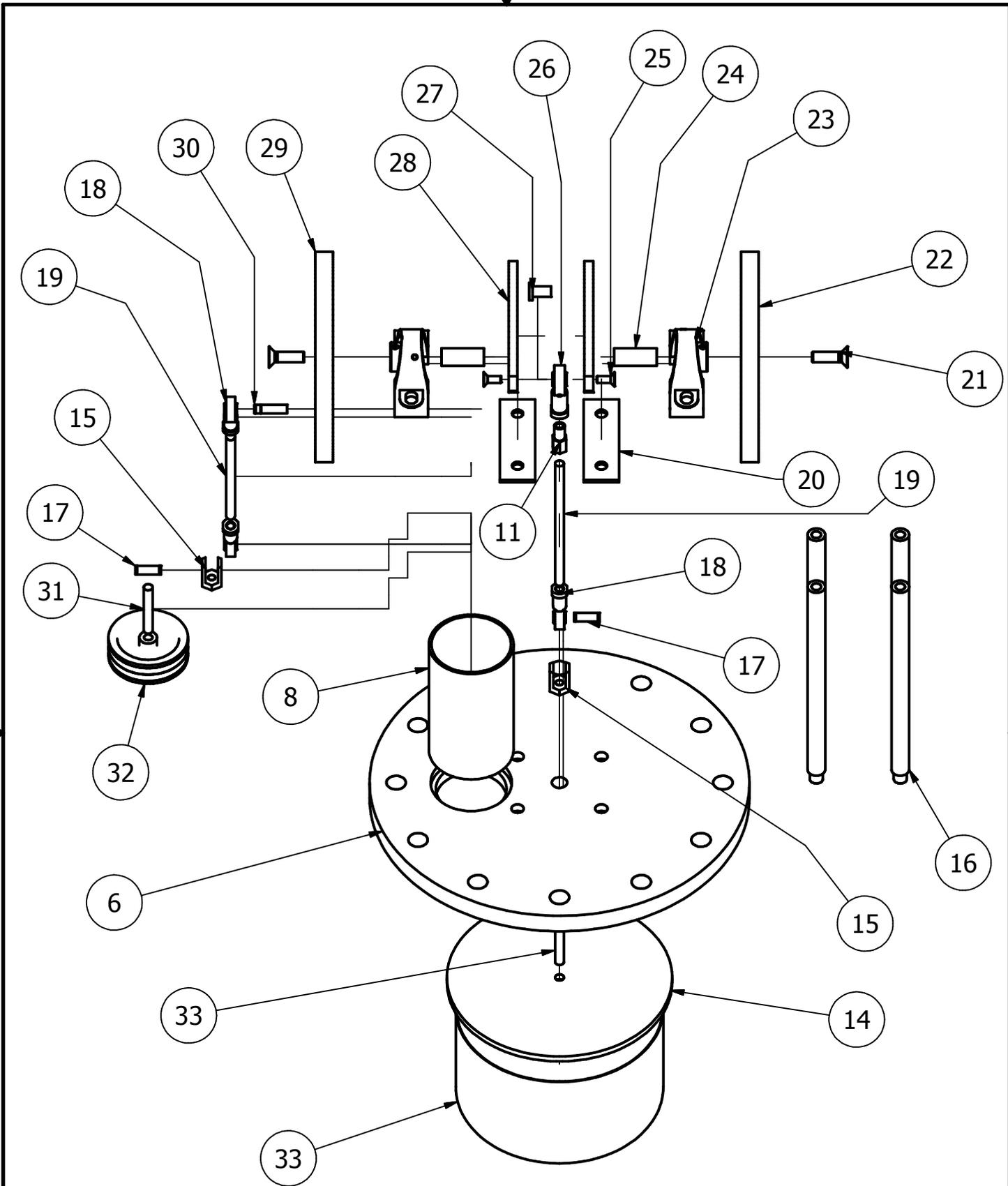
A

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama	Fecha 25-10-2012
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.	Motor Stirling
Despiece conjunto A	Nº Plano 3
	Hoja 2 / 2

6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1



ESCALA (1 : 6)

Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama		Fecha 25-10-2012	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.	Motor Stirling		
	Despiece subconjunto B	Nº Plano 2	Hoja 1 / 2

6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1

LISTA ELEMENTOS

ITEM	ELEMENTOS	PLANO	QTY	DESCRIPCION
14	Tapa Pistón Desplazador	9	1	Aluminio-6061
15	Cabeza Vástago	10	2	Bronce
16	Barra soporte transmisión	11	4	Acero inoxidable
17	Pasador Biela	12	2	Acero plata
18	Rótula bielas		3	Diam10 mm
19	Biela transmisión	13	2	Acero plata
20	Pletina soporte	14	2	Alumino
21	Perno volante inercia		2	Perno Allen Avellanado M12X40
22	Volante inercia derecha	15	1	Acero 1020
23	Soporte rodamiento vertical		2	Diam. 20mm
24	Eje transmisión	16	2	Acero inoxidable
25	Perno cigüeñal		2	Perno Allen Avellanado M8X20
26	Rótula cigüeñal		1	Diam. 12mm
27	Eje cigüeñal	17	1	Acero Inoxidable
28	Contrapeso Cigüeñal	18	1	Acero 1020
29	Volante inercia izquierda	19	1	Acero 1020
30	Vástago soporte pistón potencia	20	1	Acero plata
31	Vástago potencia	21	1	Acero plata
32	Pistón potencia	22	1	PTFE
33	Vástago desplazador	23	1	Acero plata
34	Cuerpo desplazador	24	1	Aluminio Repujado

D

D

C

C

B

B

A

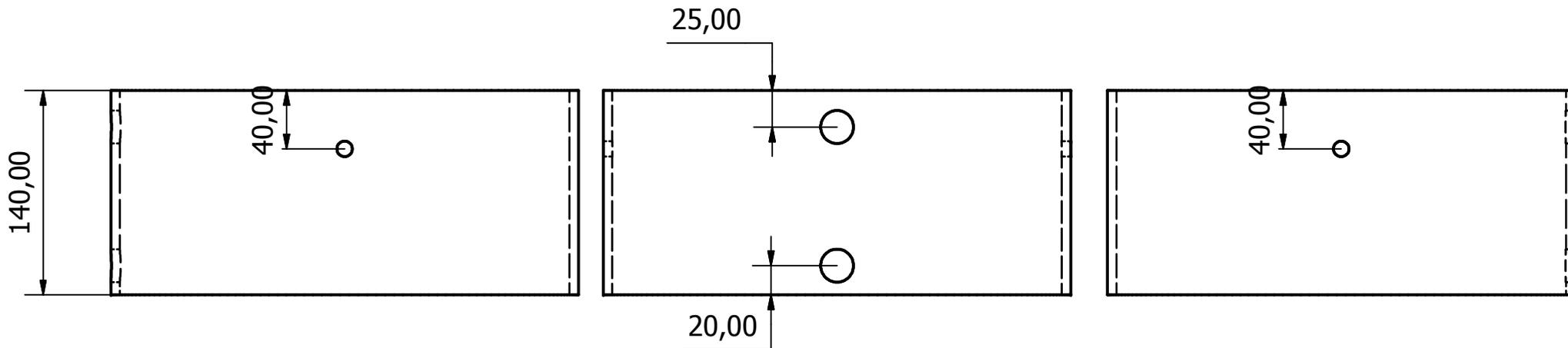
A

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama	Fecha 25-10-2012
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.	Motor Stirling
Despiece subconjunto B	Nº Plano 2
	Hoja 2 / 2

6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1



ESCALA (1 : 4)



PARTS LIST			
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION
5	1	Sección superior carcasa	Ducto Acero 1020 Sch-20

Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama	Fecha 13-10-2010
---	---------------------

Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.	Motor Stirling		
	Sección superior carcasa	Nº Plano 4	Hoja 1 / 1



PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT



PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT





D

C

B

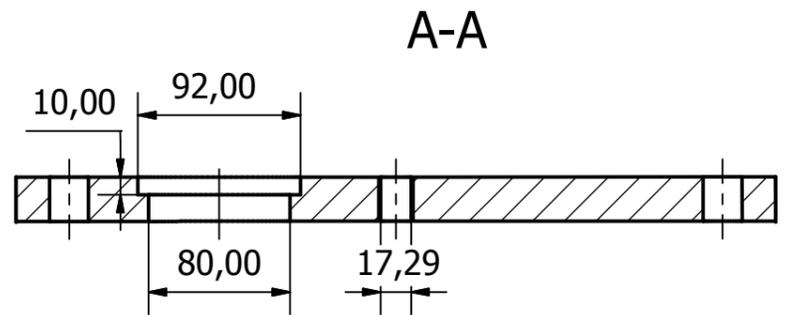
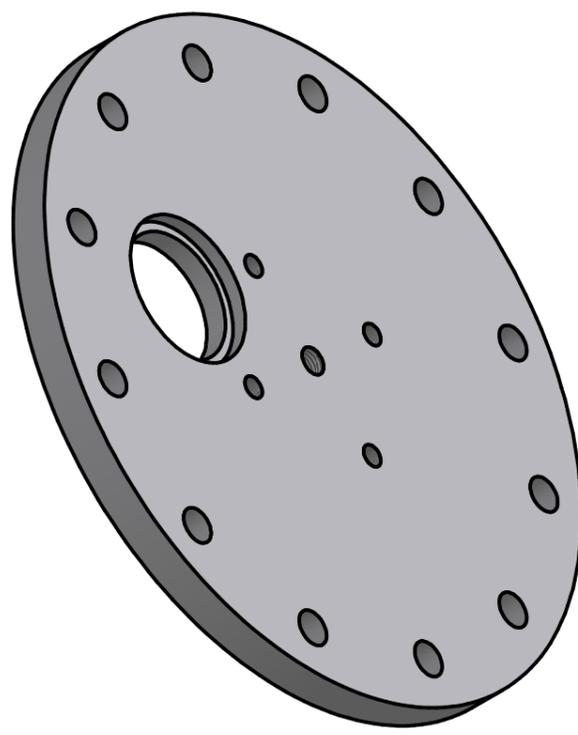
A

D

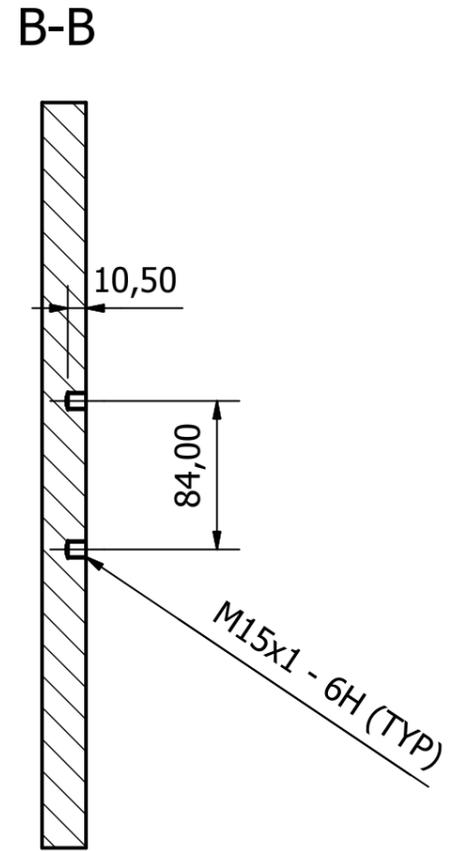
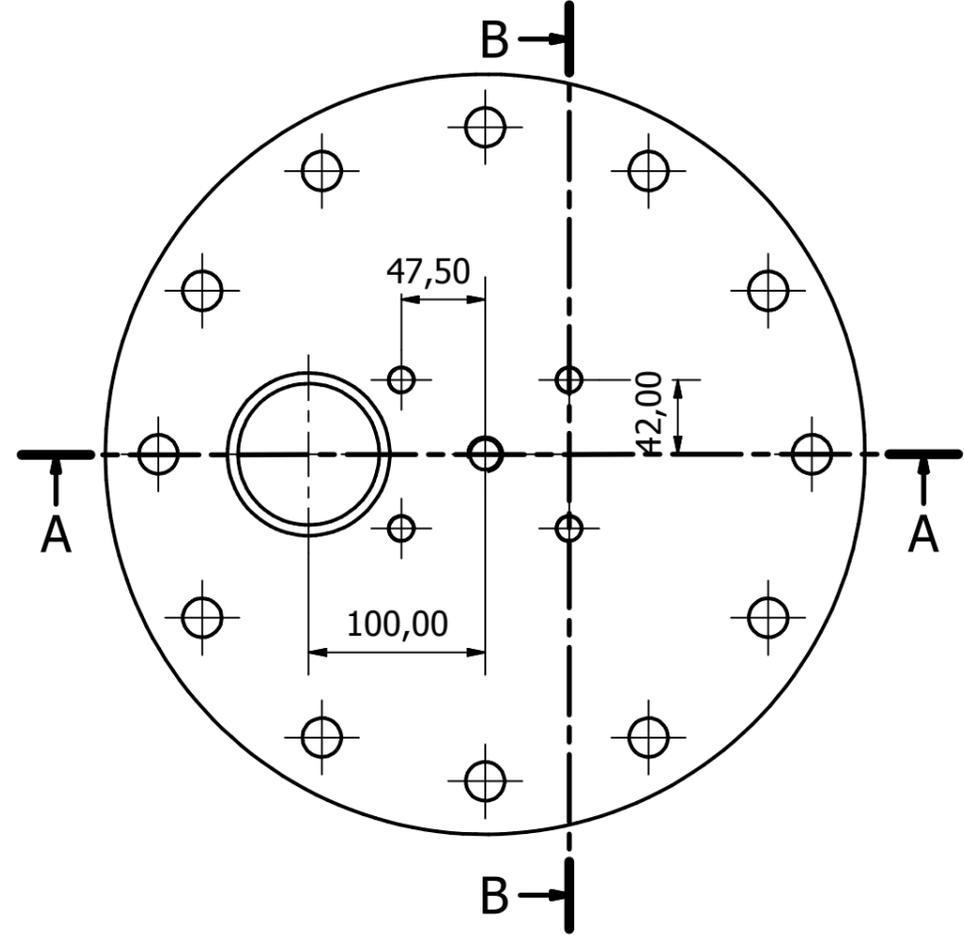
C

B

A



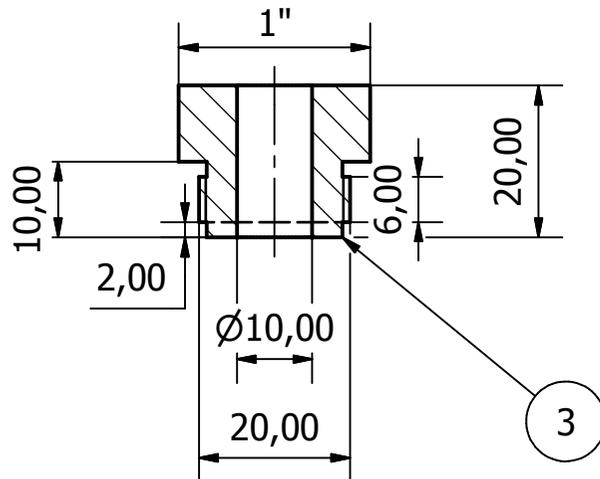
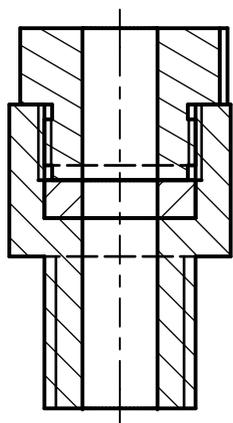
ESCALA (1 : 4)



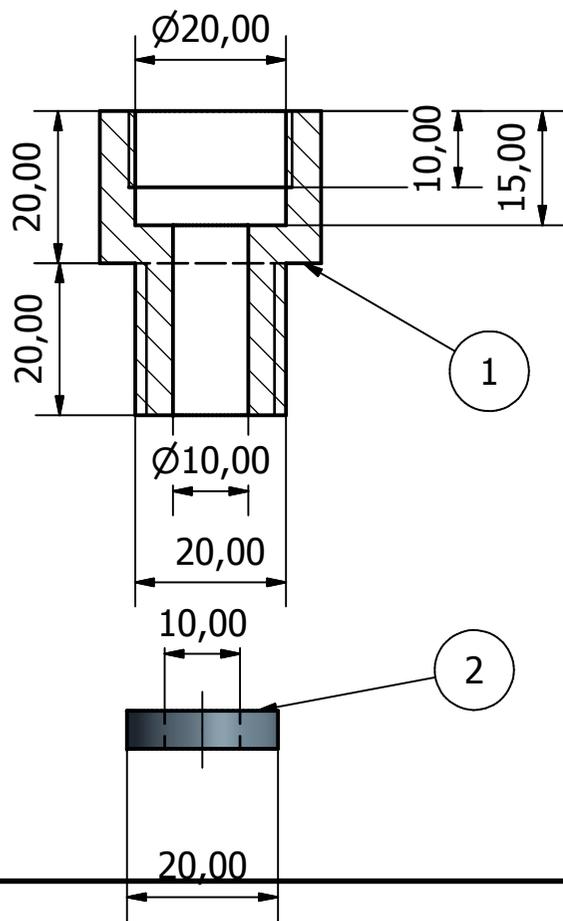
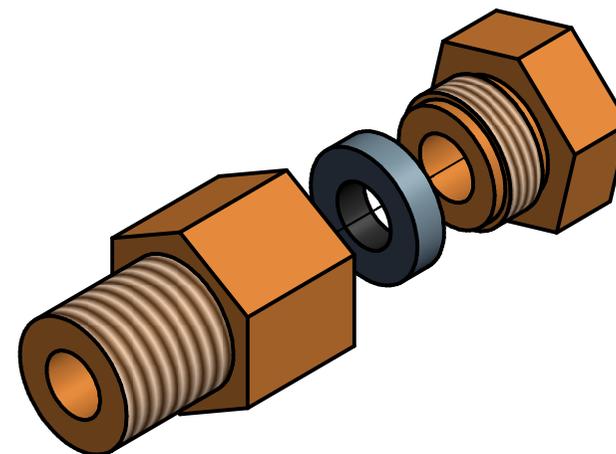
PARTS LIST			
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION
6	1	Tapa Carcasa	Brida ciega DIN 2527
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama		Fecha 13-10-2010	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling	
Tapa Carcasa		Nº Plano 5	Hoja 1 / 1



Escala (1 : 1)



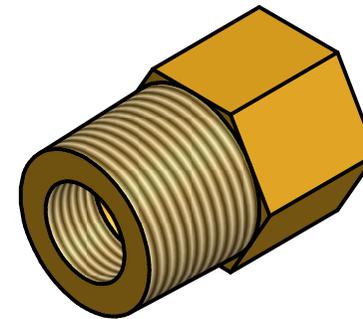
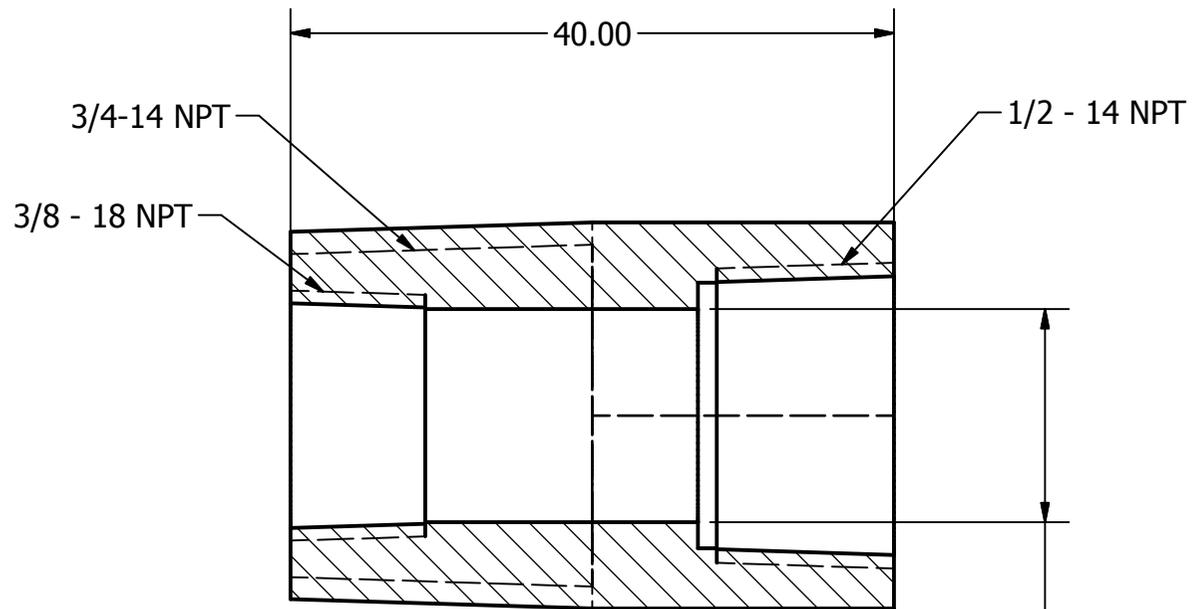
3



1

2

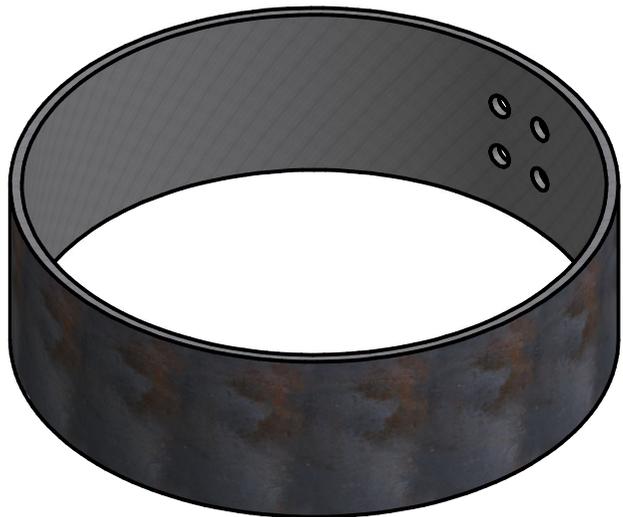
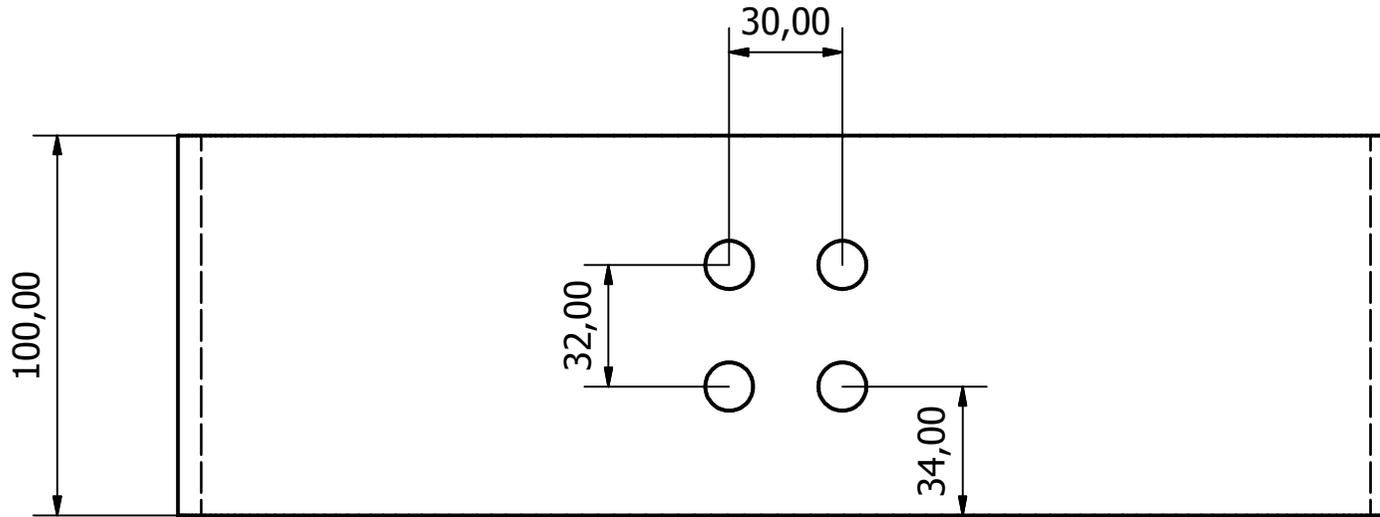
PARTS LIST			
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION
7-1	1	Cuerpo Guía Vastago desplazador	Barra bronce Hexagonal 1"
7-2	1	Sello Guía desplazador	Sello grafitado con o-ring externo.
7-3	1	Tapa Guía Vastago desplazador	Barra bronce Hexagonal 1"
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama		Fecha 06-01-2011	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling	
Conjunto vastago guía		Nº Plano 6	Hoja 1 / 1



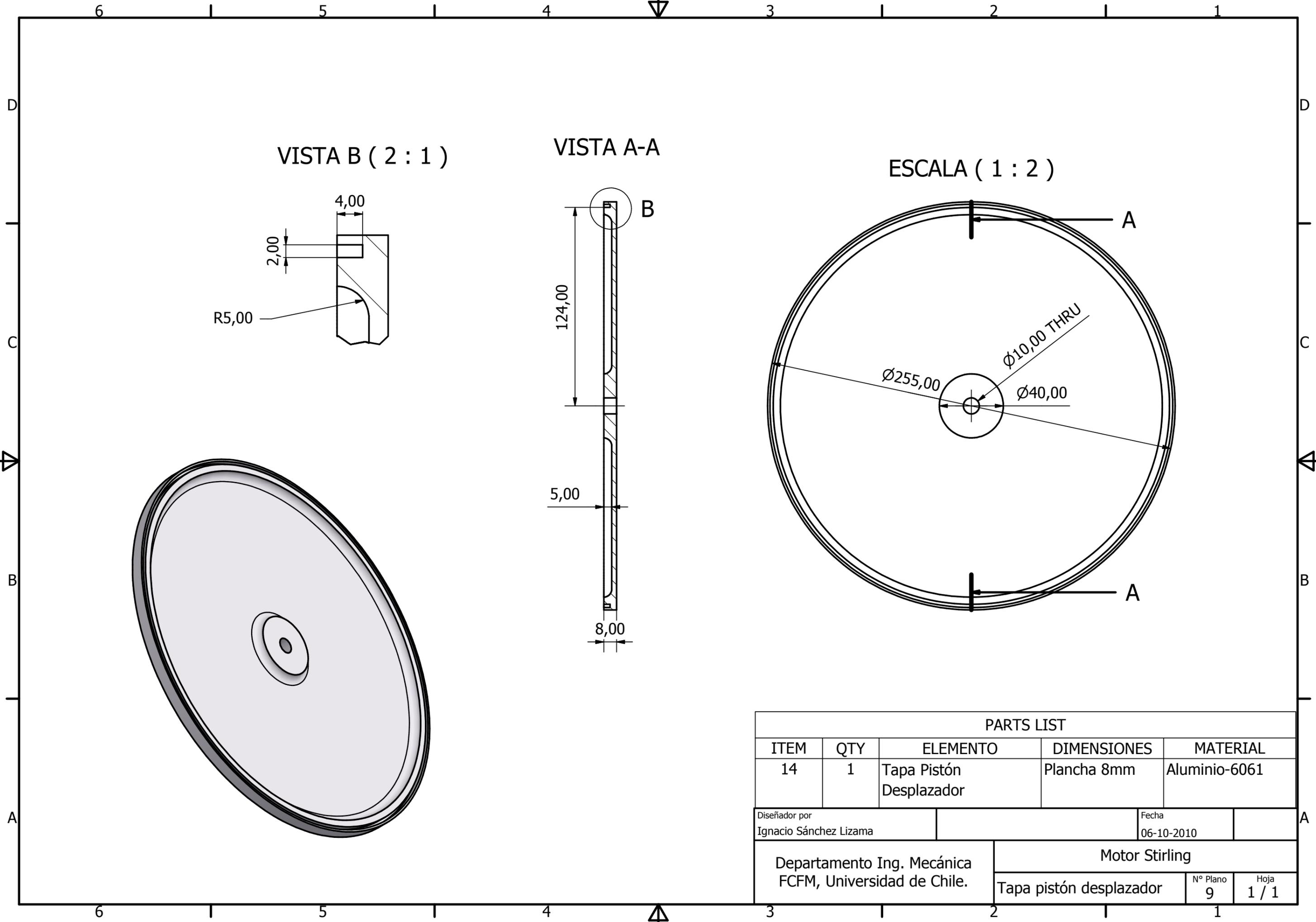
ESCALA (2 : 1)

LISTA ELEMENTOS				
ITEM	ELEMENTO	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL
9	Fitting Pasamuro	2	Barra Hexagonal 1"	Bronce
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama			Fecha 15-09-2010	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling		
		Conexión pasamuro Cooler	Nº Plano 7	Hoja 1 / 1

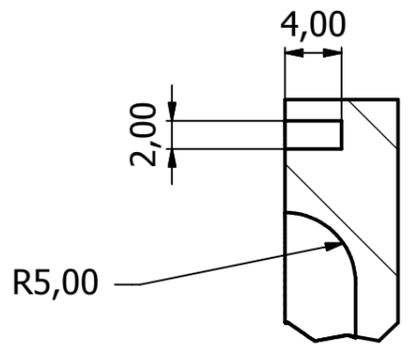
ESCALA (1 : 2)



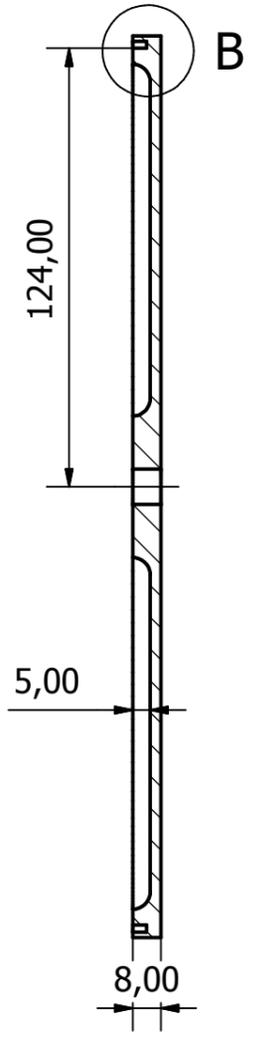
PARTS LIST			
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION
13	1	Sección inferior carcasa	Ducto Acero 1020 Sch-20
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama		Fecha 13-10-2010	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling	
		Sección inferior carcasa	Nº Plano 8 Hoja 1 / 1



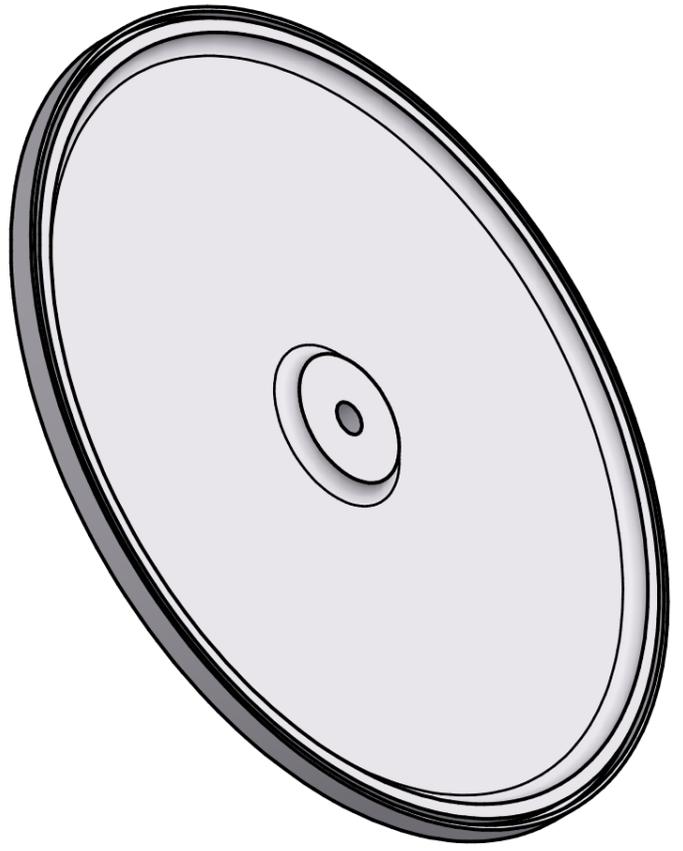
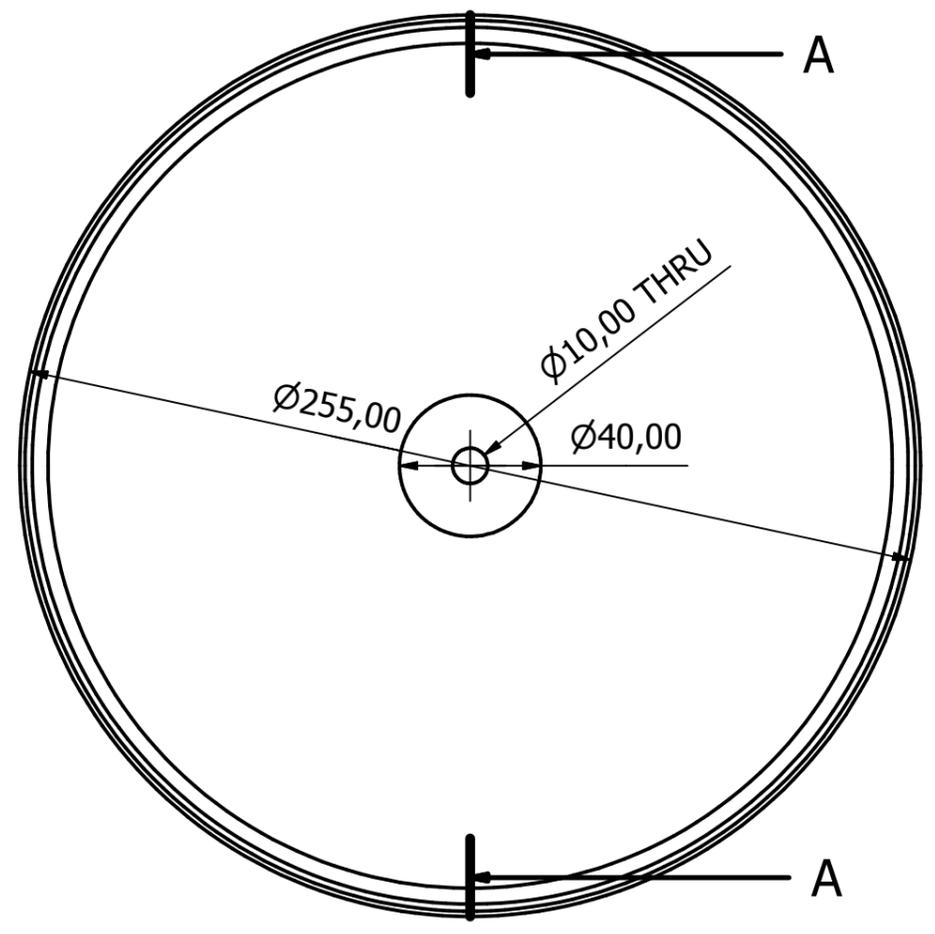
VISTA B (2 : 1)



VISTA A-A



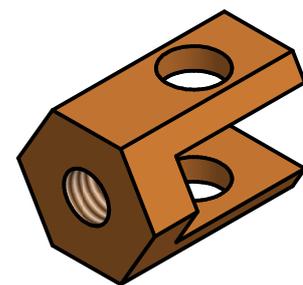
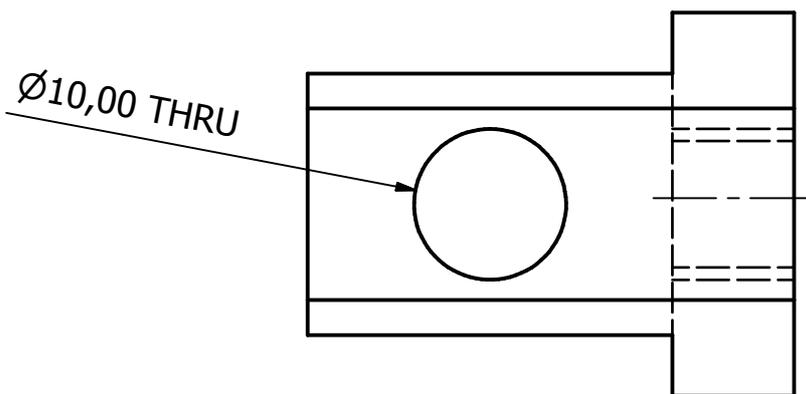
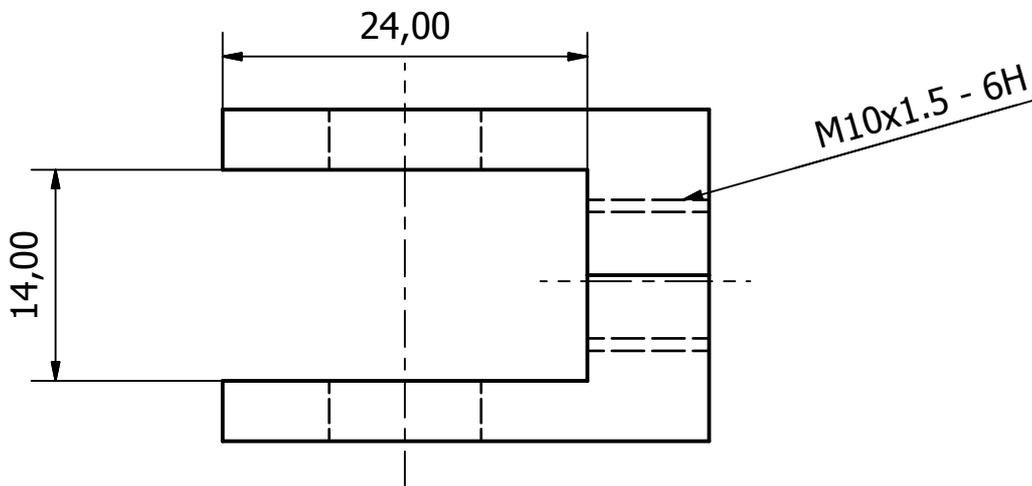
ESCALA (1 : 2)



PARTS LIST

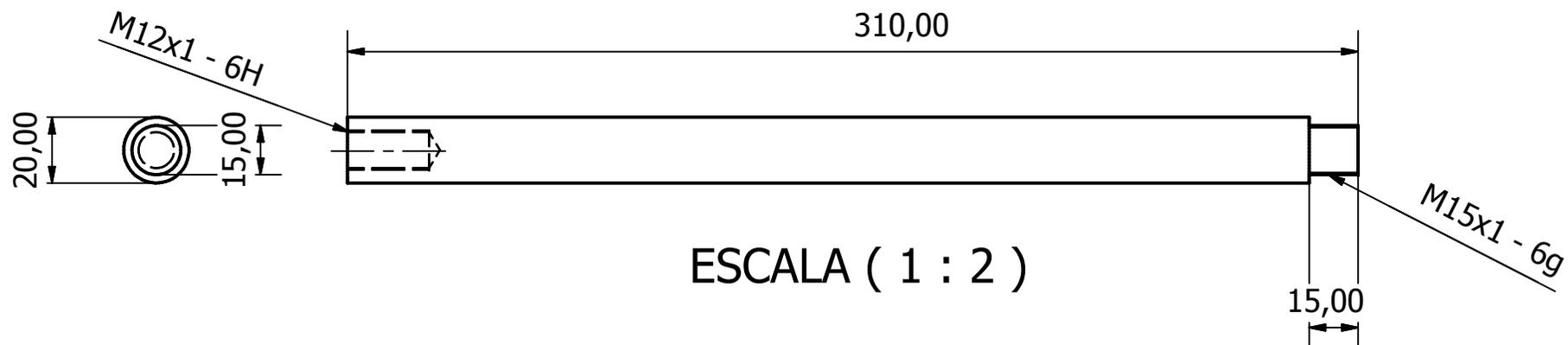
ITEM	QTY	ELEMENTO	DIMENSIONES	MATERIAL
14	1	Tapa Pistón Desplazador	Plancha 8mm	Aluminio-6061
Diseñador por		Fecha		
Ignacio Sánchez Lizama		06-10-2010		
Departamento Ing. Mecánica			Motor Stirling	
FCFM, Universidad de Chile.			Tapa pistón desplazador	Nº Plano 9
				Hoja 1 / 1

ESCALA (2 : 1)

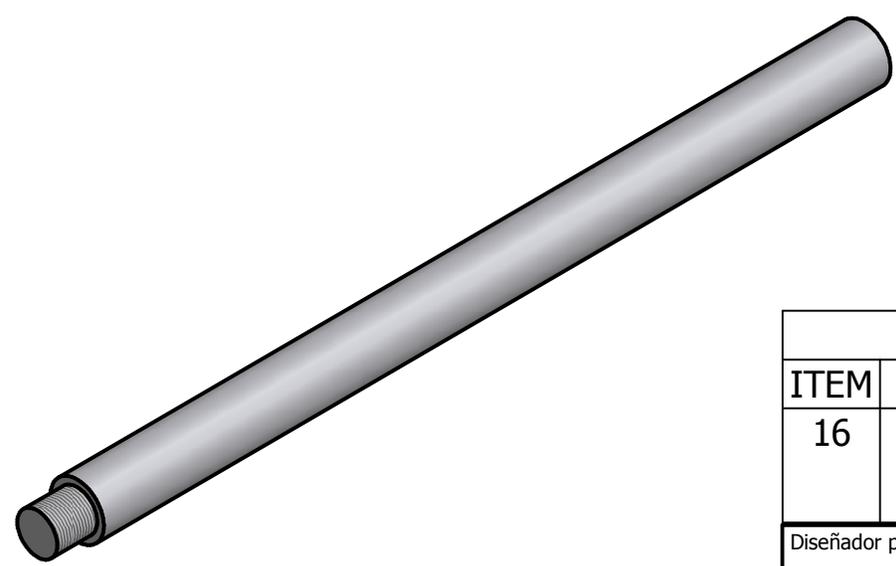


PARTS LIST

ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL
15	2	Desplazador vastago cabeza	Barra hexagonal 20 mm	bronce
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama				Fecha 19-10-2010
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.			Motor Stirling	
			Cabeza Vastago	Nº Plano 10 Hoja 1 / 1

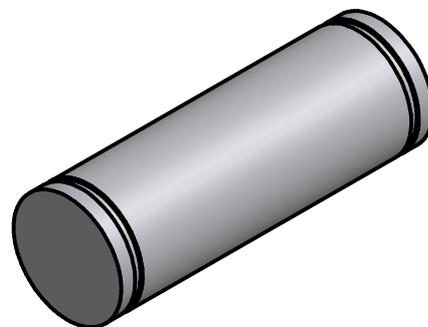
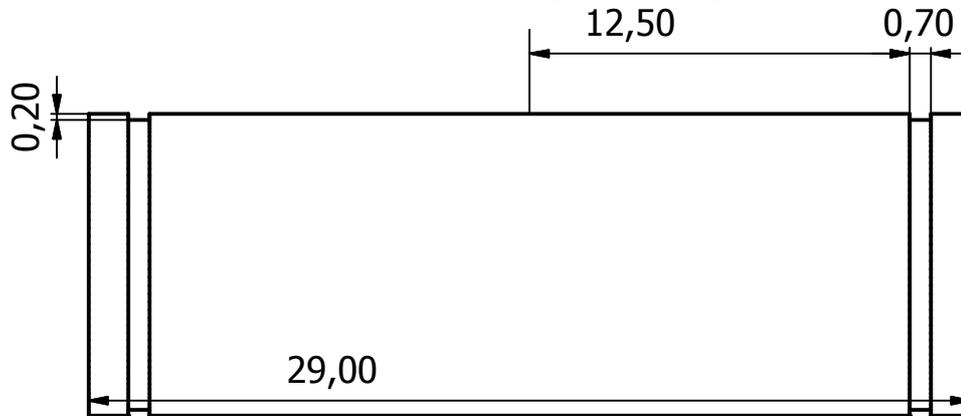


ESCALA (1 : 2)



PARTS LIST				
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION	MATERIAL
16	4	Barra Soporte Transmisión	Barra 20mm	Stainless Steel
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama			Fecha 12-10-2010	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling		
		Barra soporte transmisión	Nº Plano 11	Hoja 1 / 1

ESCALA (4 : 1)



PARTS LIST

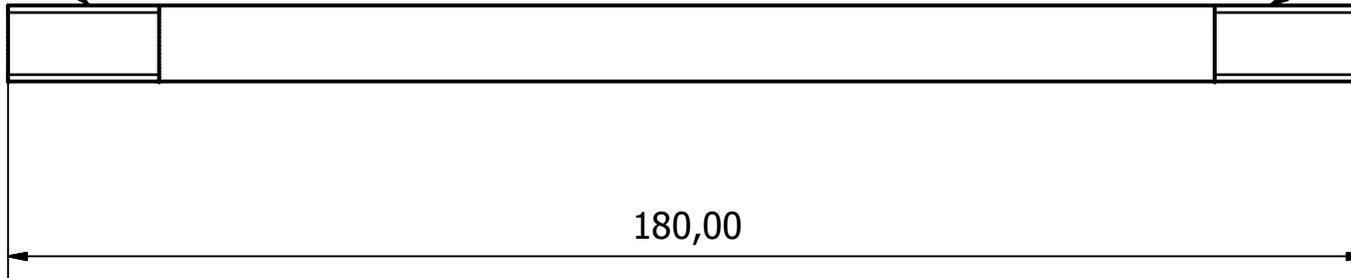
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL
17	2	Pasador Bielas	Barra 10 mm	Acero Plata
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama				Fecha 07-10-2010
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.			Motor Stirling	
			Pasador Biela	N° Plano 12
				Hoja 1 / 1



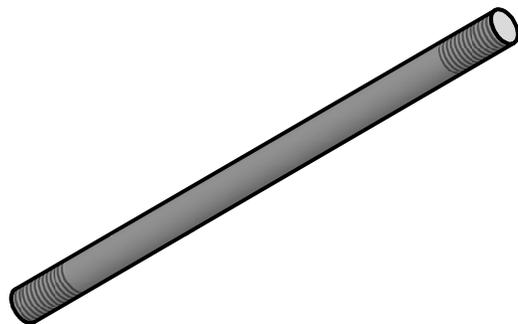
M10x1.5 - 6g

M10x1.5 - 6g

ESCALA (1 : 1)



180,00



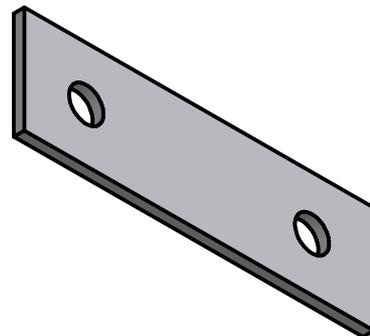
PARTS LIST

ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION	MATERIAL
19	2	Biela transmisión	Barra 10mm	Acero Plata
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama			Fecha 19-10-2010	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling		
		Biela transmisión	Nº Plano 13	Hoja 1 / 1

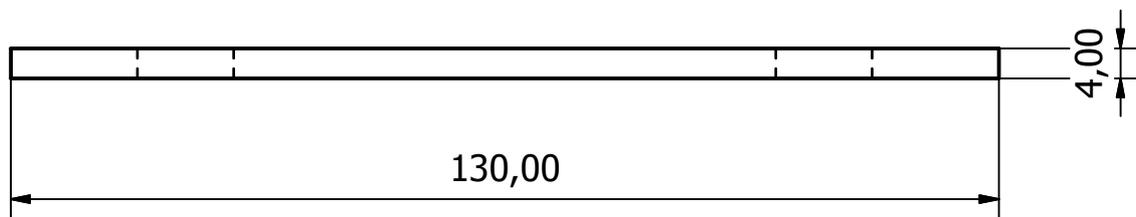
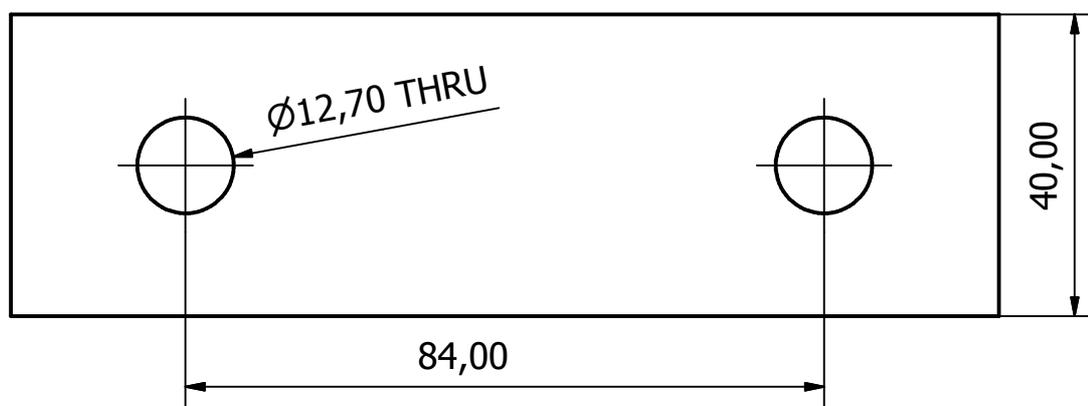


PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

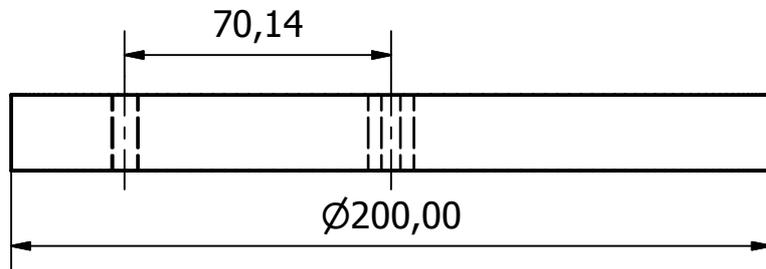
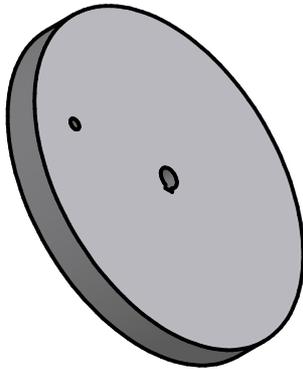
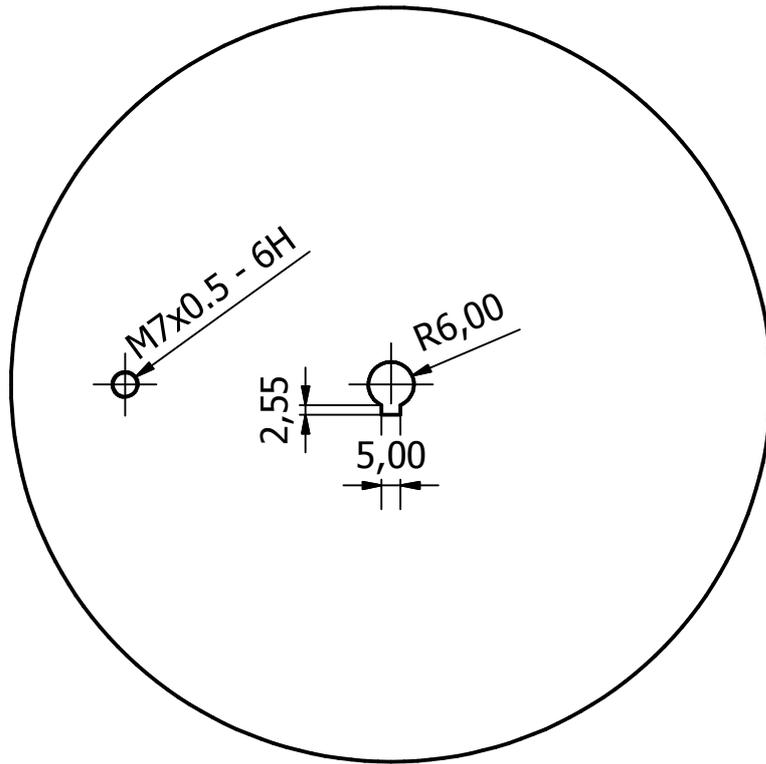


ESCALA (1 : 1)



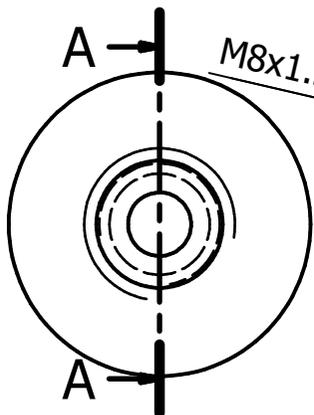
PARTS LIST				
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION	MATERIAL
20	2	Pletina Soporte	Pletina 4mm	Aluminio
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama				Fecha 12-10-2010
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling		
		Pletina soporte	Nº Plano 14	Hoja 1 / 1

ESCALA (1 : 2)



PARTS LIST				
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL
22	1	Volante de inercia derecha	Disco 200mm	Acero 1020
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama				Fecha 12-10-2010
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling		
		Volante de Inercia derecha	Nº Plano 15	Hoja 1 / 1

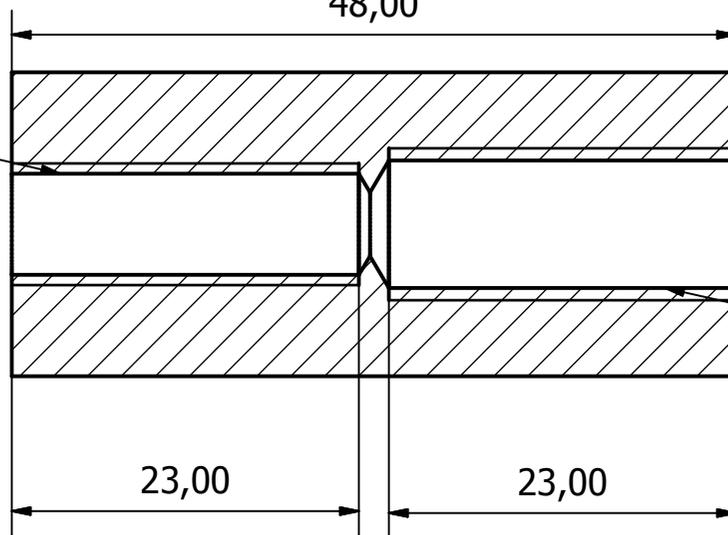
ESCALA (2 : 1)



M8x1.25 - 6H

A-A

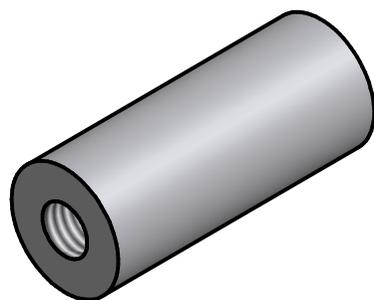
48,00



M10x1.5 - 6H

23,00

23,00



LISTA ELEMENTOS

ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION
24	2	Eje transmisión	Barra 20 mm Acero Inoxidable

Diseñador por
Ignacio Sánchez Lizama

Fecha
12-10-2010

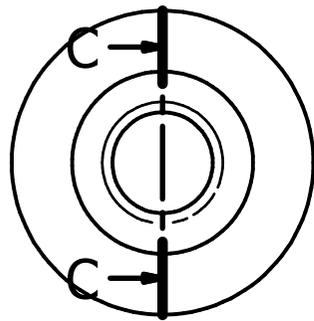
Departamento Ing. Mecánica
FCFM, Universidad de Chile.

Motor Stirling

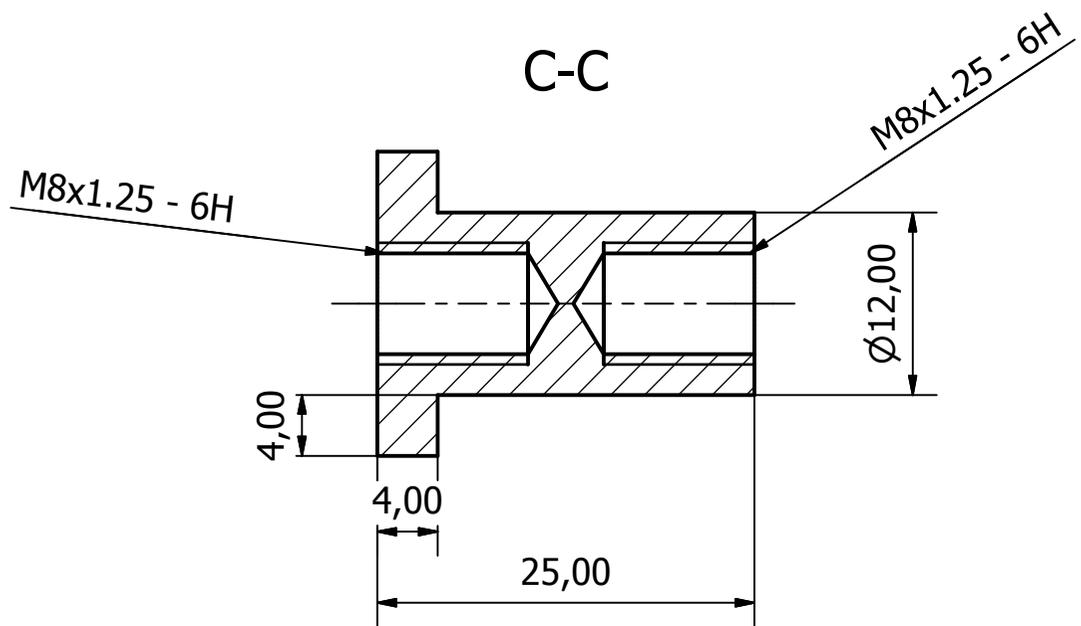
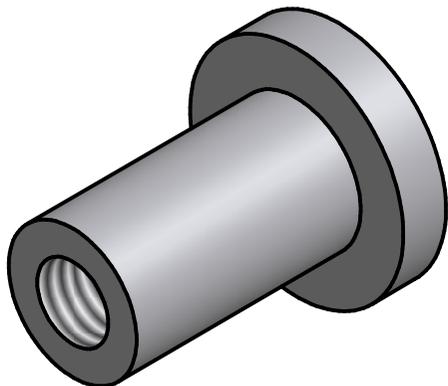
Eje transmisión

Nº Plano
16

Hoja
1 / 1



ESCALA (2 : 1)

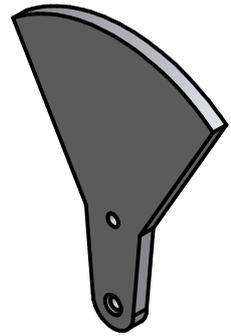


PARTS LIST			
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION
27	1	Eje cigüeñal	Barra 20 mm Acero Inoxidable
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama		Fecha 12-10-2010	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling	
		Eje Cigüeñal	Nº Plano 17

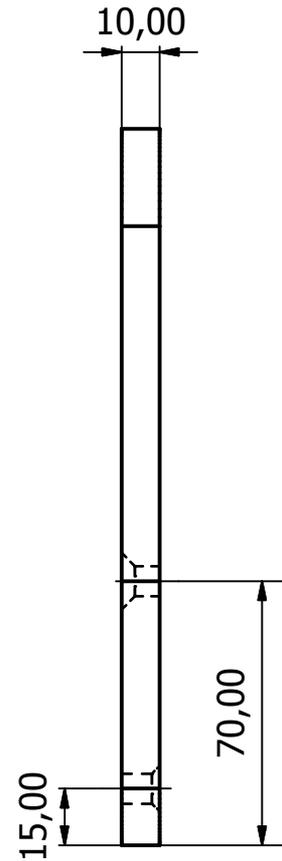
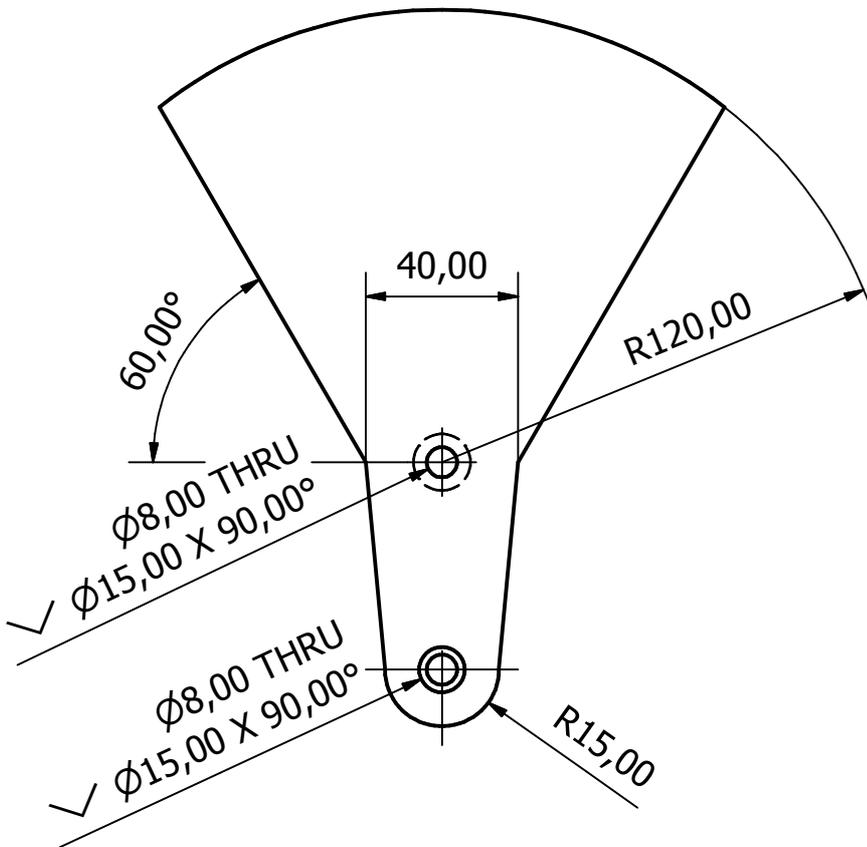


PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT



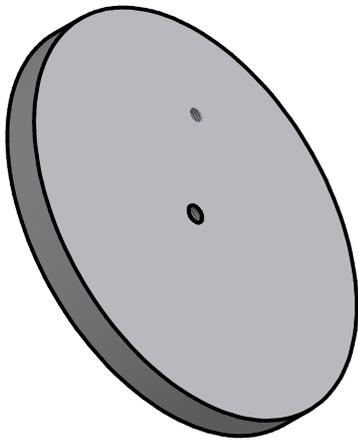
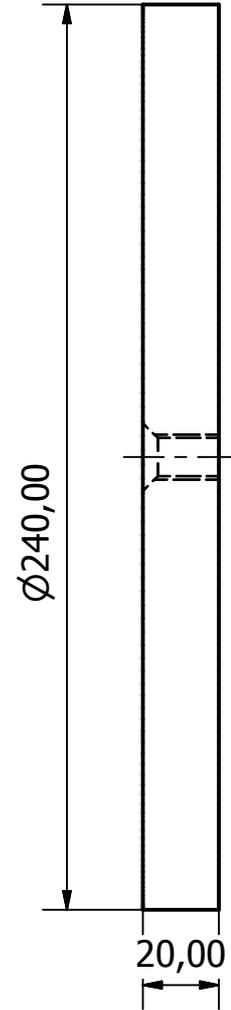
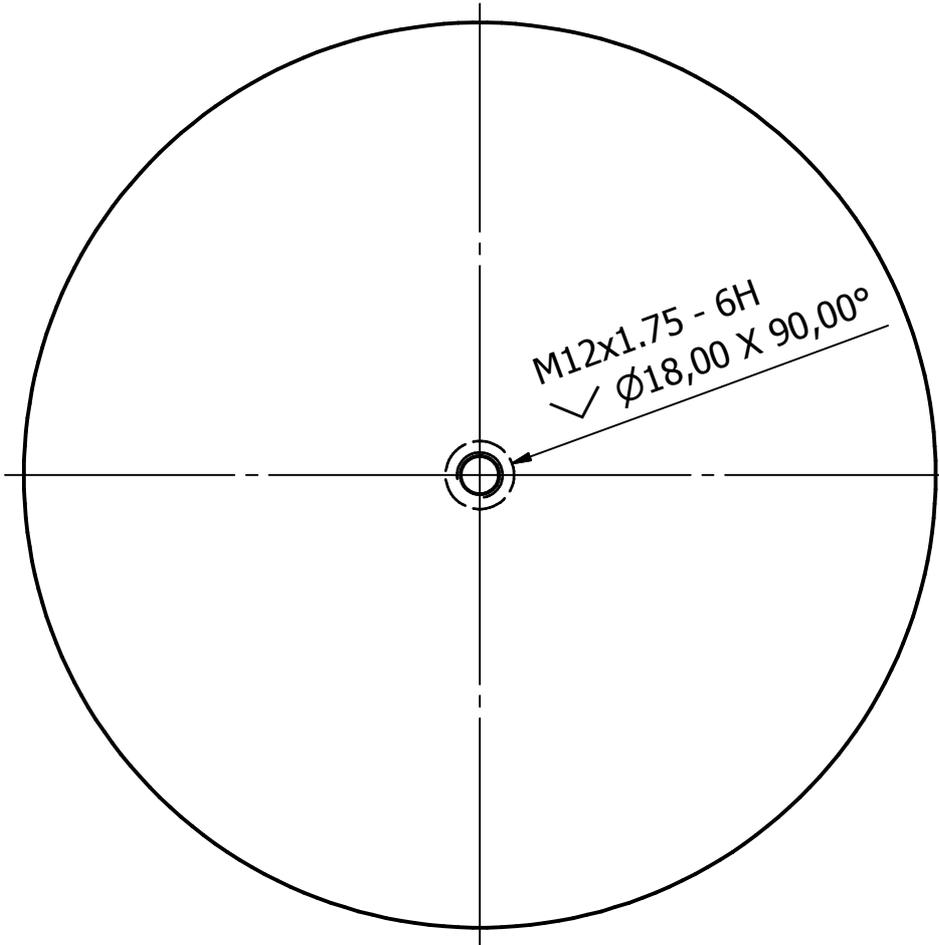
ESCALA (1 : 2)



PARTS LIST

ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION	MATERIAL
28	2	Contrapeso Cigüeñal	Plancha 10mm	Acero 1020
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama				Fecha 12-10-2010
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling		
		Contrapeso transmisión	Nº Plano 18	Hoja 1 / 1

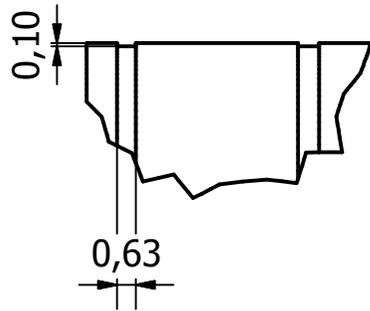
ESCALA (1 : 2)



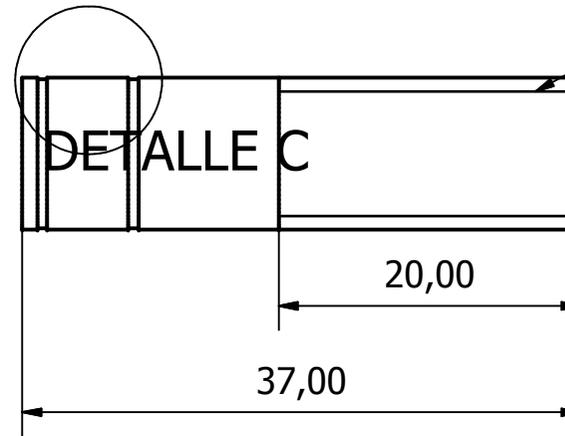
PARTS LIST				
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL
29	1	Transmisión Volante Izquierda	Disco 200mm espesor	Acero 1020
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama				Fecha 12-10-2010
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling		
		Volante inercia izquierda	Nº Plano 19	Hoja 1 / 1



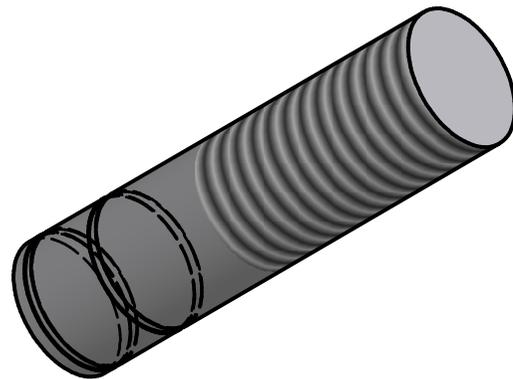
DETALLE C (4 : 1)



ESCALA (2 : 1)



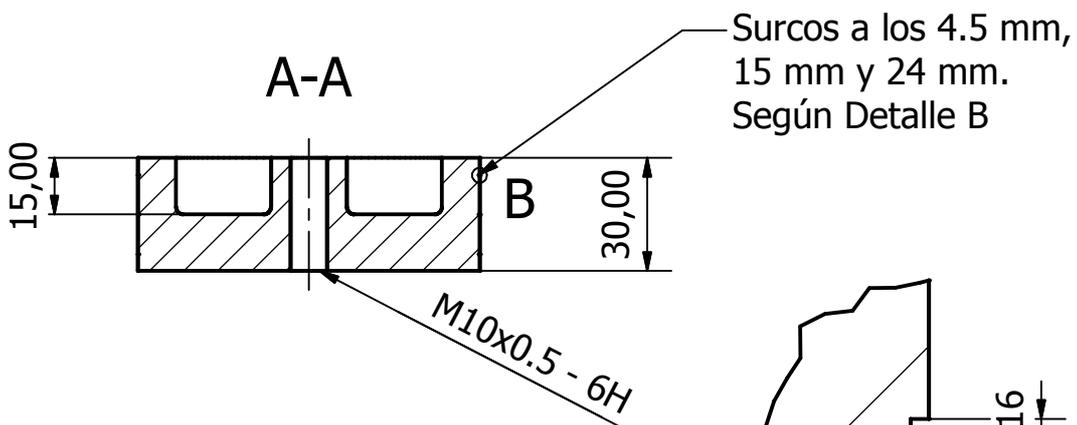
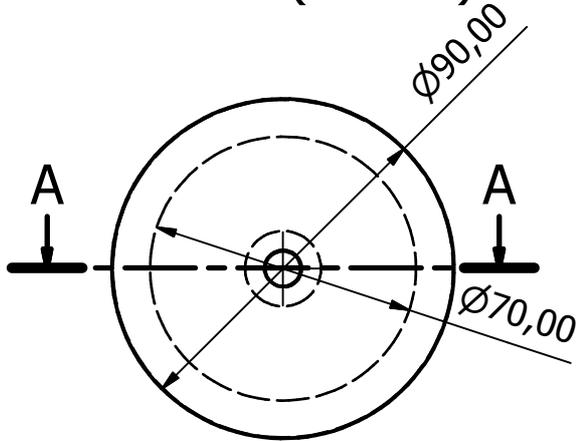
M10x1.5 - 69



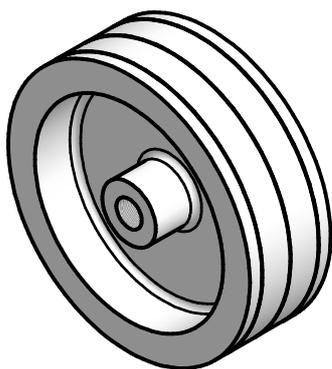
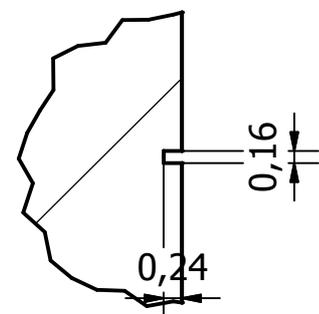
LISTA ELEMENTOS			
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION
30	1	Vástago Soporte	Barra 10 mm Acero Inoxidable
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama		Fecha 12-10-2010	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling	
		Vástago soporte	Nº Plano 20 Hoja 1 / 1



ESCALA (1 : 2)

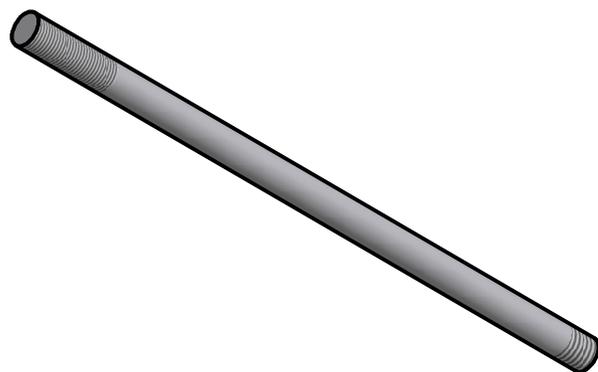
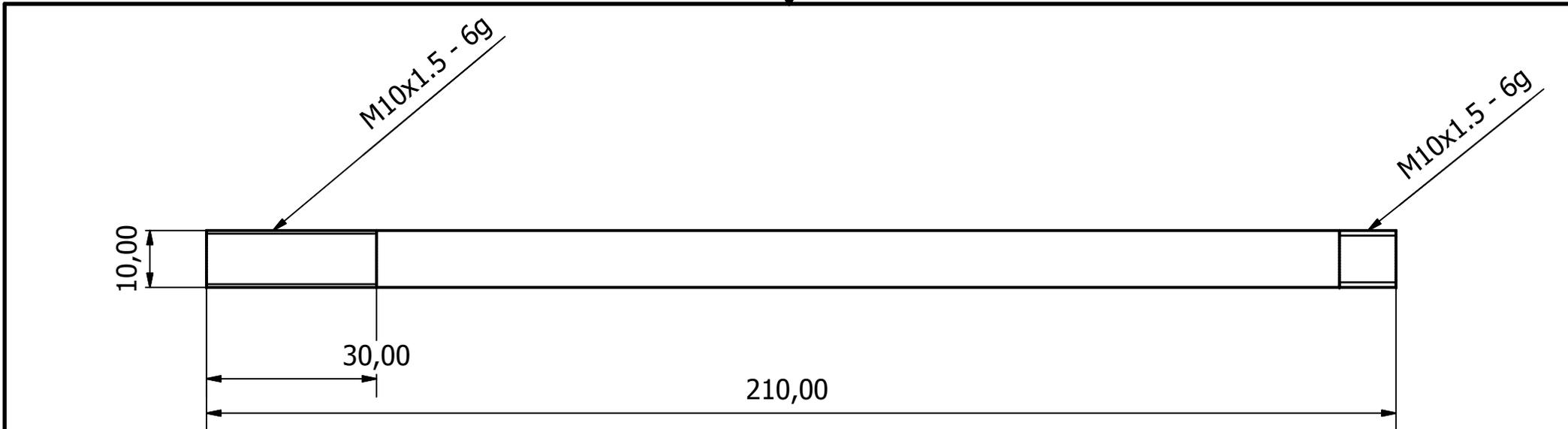


B (10 : 1)



PARTS LIST

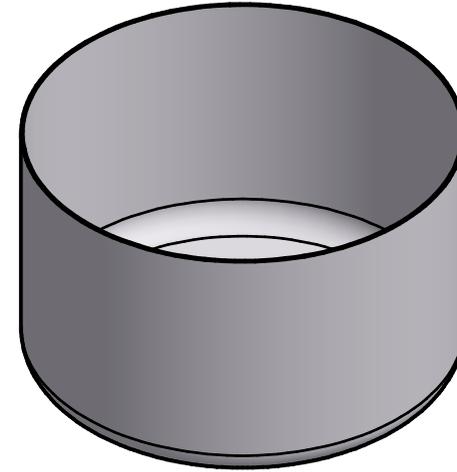
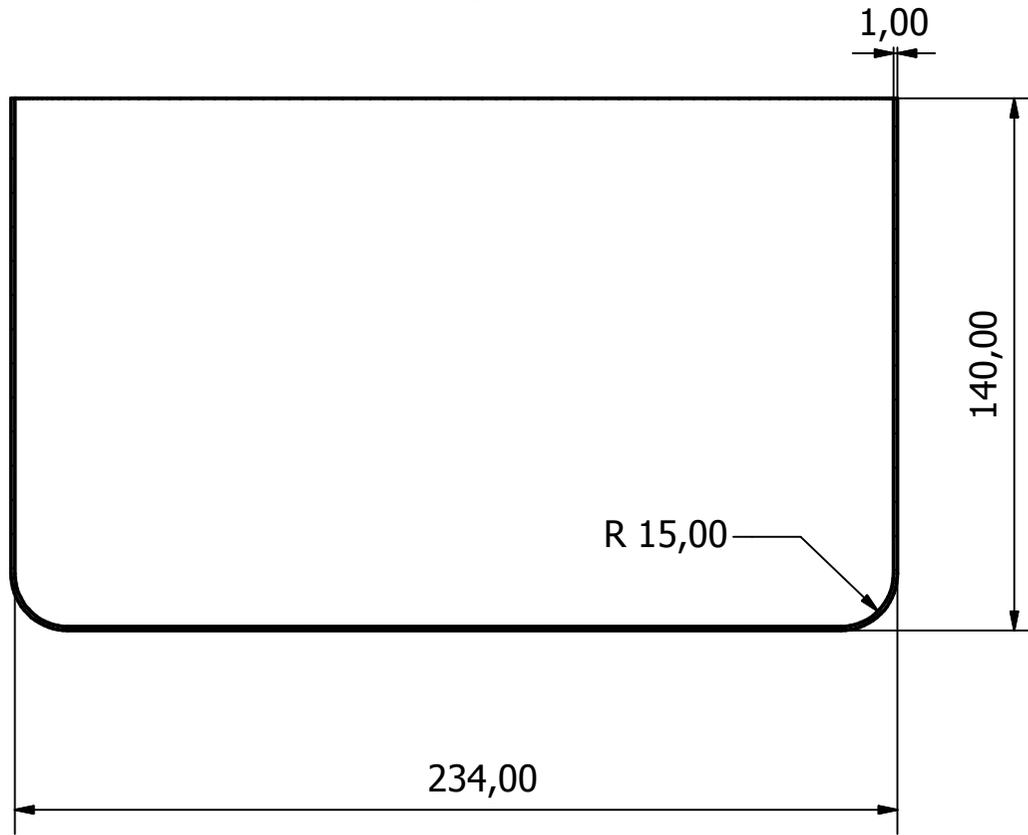
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION	MATERIAL
32	1	Pistón Potencia	Barra Diam.100 mm	PTFE
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama		Fecha 07-10-2010		
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling		
		Pistón Potencia	Nº Plano 22	Hoja 1 / 1



PARTS LIST				
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION	MATERIAL
33	1	Vastago Desplazador	Barra 10mm	Acero Plata
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama			Fecha 19-10-2010	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling		
		Vastago desplazador	Nº Plano 23	Hoja 1 / 1



ESCALA (1 : 2)



PARTS LIST				
ITEM	QTY	ELEMENTO	DESCRIPTION	MATERIAL
34	1	Cuerpo Desplazador	Cuerpo Repujado 1mm	Aluminio
Diseñador por Ignacio Sánchez Lizama			Fecha 06-10-2010	
Departamento Ing. Mecánica FCFM, Universidad de Chile.		Motor Stirling		
		Cuerpo de Desplazador	Nº Plano 24	Hoja 1 / 1

Anexo E

Antecedentes Sensores

A continuación se exponen las hojas de datos y antecedentes de los sensores utilizados en el presente trabajo en el siguiente orden:

- Sistema de adquisición de datos Personal *IOTECH DAQ/56*.
- Transductor de potencia *TRAGAF 8473*.

Personal Daq/50 Series

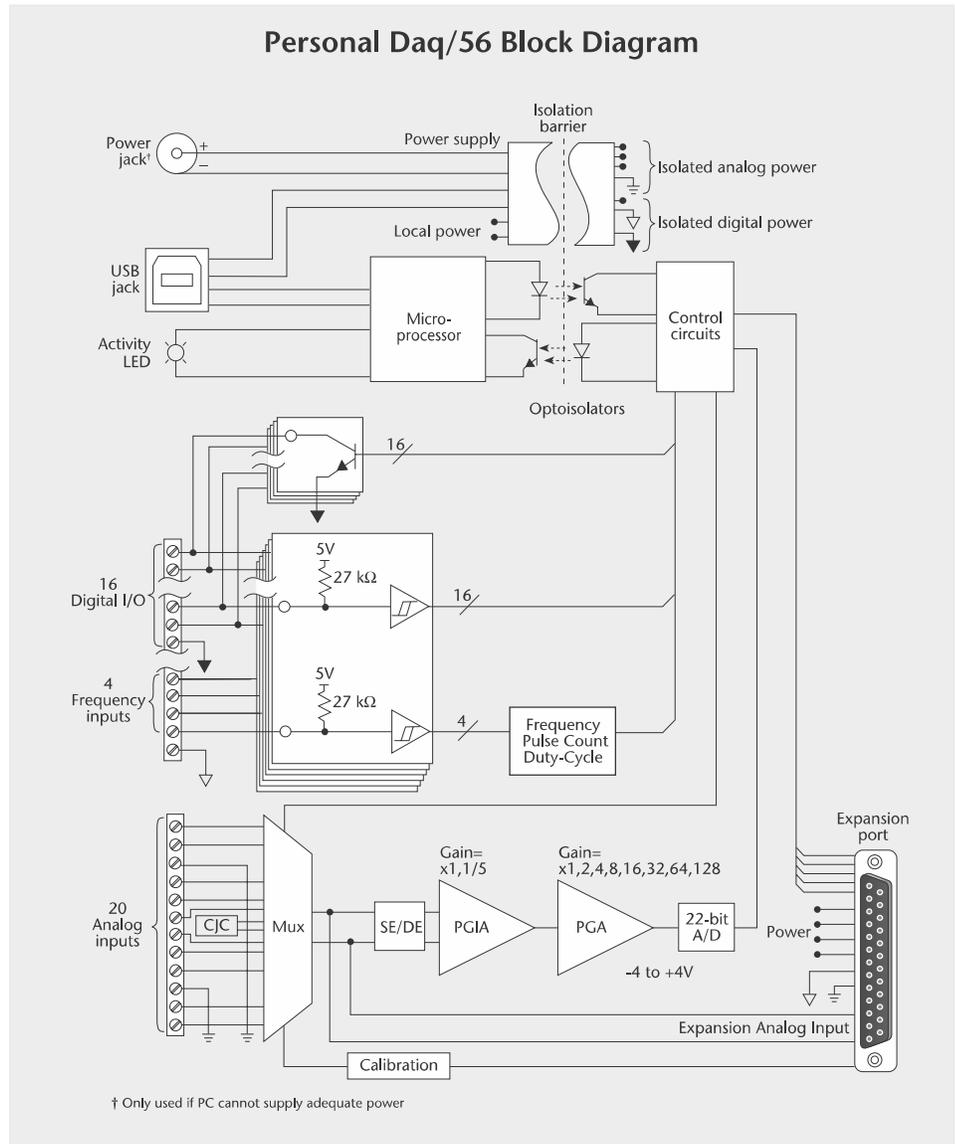
General Information



Personal Daq with removable terminal block

Software

The Personal Daqs are supplied with Personal DaqView, IOtech's Windows®-based data logging application that allows you to set up your acquisition applications and save acquired data directly to disk. The Personal Daqs are also shipped with PostView, a post-acquisition application that permits you to display acquired data previously saved to a file. Drivers for Visual Basic® and C/C++ for Windows® 2000/XP/Vista (32-bit) are also included. In addition, drivers are available for icon-based software packages, such as DASyLab® and LabVIEW®.



Personal Daq/50 Series

Specifications



Personal Daq Speed vs. Resolution														
Speed Designation	Measurement Duration (per channel)	Maximum Aggregate Rate*												Resolution
		Volts						Thermocouple						
		1 channel		10 channels		30 channels		1 channel		10 channels		30 channels		
		scans/sec	sec/scan	scans/sec	sec/scan	scans/sec	sec/scan	scans/sec	sec/scan	scans/sec	sec/scan	scans/sec	sec/scan	
Slowest, 50/60 Hz rejection	610 ms	1.6500	0.6061	0.1650	6.0606	0.0550	18.1818	1.5800	0.6329	0.1640	6.0976	0.0547	18.2815	22
Slow, 50 Hz rejection	370 ms	2.7100	0.3690	0.2720	3.6765	0.0908	11.0132	2.5400	0.3937	0.2690	3.7175	0.0900	11.1111	22
Slow, 60 Hz rejection	310 ms	3.2400	0.3086	0.3260	3.0675	0.1086	9.2081	2.9900	0.3344	0.3200	3.1250	0.1074	9.3110	22
Medium, 50 Hz rejection	130 ms	7.7500	0.1290	0.7860	1.2723	0.2623	3.8124	6.4900	0.1541	0.7570	1.3210	0.2558	3.9093	21
Medium, 60 Hz rejection	110 ms	9.1700	0.1091	0.9330	1.0718	0.3113	3.2123	7.4600	0.1340	0.8920	1.1211	0.3022	3.3091	21
Medium	40 ms	25.6400	0.0390	2.6900	0.3717	0.8993	1.1120	15.6300	0.0640	2.3800	0.4202	0.8271	1.2090	19
Fast	20 ms	47.6200	0.0210	5.3500	0.1869	1.7953	0.5570	22.2200	0.0450	4.2400	0.2358	1.5291	0.6540	17
Fastest available	12.5 ms	66.6700	0.0150	7.8700	0.1271	2.6525	0.3770	25.6400	0.0390	5.6800	0.1761	2.1097	0.4740	15

* Continuous calibration disabled

Specifications

General

Note: No expansion available for Personal Daq/54.

Isolation: 500V from PC

Power Requirements: Powered from USB, or from an optional external +6 to +16 VDC when PC cannot provide adequate power

Environment: 0 to 50 °C, 0 to 95% RH, non-condensing; relatively still air environment recommended for thermocouple measurements

AC Common Mode Rejection

Personal Daq/54: >100 dB @ 50/60 Hz

Personal Daq/55, /56: >120 dB @ 50/60 Hz

Channel-to-Channel Crosstalk: <-110 dB (DC to 100 Hz; up to 10k Ohm source resistance)

Accuracy: 0.02% of reading, +0.004% of range (exclusive of noise)

Input Offset Voltage

Personal Daq/54: <30 µV

Personal Daq/55, /56: <20 µV

Input Resistance: 10M Ohm (SE), 20M Ohm (DE)

Cold-Junction Accuracy

Personal Daq/54: ±0.7 °C (15 to 35 °C)

Personal Daq/55, /56: ±0.5 °C (15 to 35 °C)

Dimensions: 182 mm W x 92 mm D x 45 mm H (7.1" x 3.6" x 1.6")

Input Voltage Ranges	
Differential	Single-Ended
-20V to +20V	-10V to +20V
-10V to +10V	-10V to +10V
-5V to +5V	-5V to +5V
-4V to +4V	-4V to +4V
-2.5V to +2.5V	-2.5V to +2.5V
-2V to +2V	-2V to +2V
-1.25V to +1.25V	-1.25V to +1.25V
-1V to +1V	-1V to +1V
-625 mV to +625 mV	-625 mV to +625 mV
-500 mV to +500 mV	-500 mV to +500 mV
-312 mV to +312 mV	-312 mV to +312 mV
-250 mV to +250 mV	-250 mV to +250 mV
-156 mV to +156 mV	-156 mV to +156 mV
-125 mV to +125 mV	-125 mV to +125 mV
-62 mV to +62 mV	-62 mV to +62 mV
-31 mV to +31 mV	-31 mV to +31 mV

Analog Specifications

Each channel is configurable for single-ended or differential, volts, or thermocouple inputs.

Personal Daq/54, /55: 10 single-ended, 5 differential; volts or TC channels

Personal Daq/56: 20 single-ended, 10 differential; volts or TC channels

Input Voltage Range: Software programmable on a per-channel basis

Thermocouple Type: J, K, T, E, R, S, B, N14G, & N28G

Thermocouple Accuracy (°C)^{1,2}

TC Type	Temp Range (°C)	Accuracy (°C)
J	-100 to +700	±1.1
K	-200 to +1200	±1.2
T	-100 to +400	±1.1
E	-100 to +500	±1.0
R	+400 to +1400	±2.5
S	+400 to +1400	±2.6
B	+700 to +1400	±3.3
N	-100 to +700	±1.5

1. Thermocouple accuracy includes cold-junction compensation error of ±0.5 °C

2. Assume an acquisition speed of 610 ms per measurement

Over-Voltage Protection: ±45V relative to analog COM

Common Mode Rejection

Personal Daq/54: 100 dB @ 60 Hz

Personal Daq/55, /56: 120 dB @ 60 Hz

Channel-to-Channel Crosstalk: 120 dB (0 to 100 Hz)

Gain Accuracy: 0.01% (after calibration, 15° to 35 °C), 5 ppm/°C gain drift

Input Impedance: 10M Ohm (SE), 20M Ohm (DE)

Bias Current: <1 nA (0 to 35 °C)

Measurement Speed: Each channel can have a different measurement speed and resolution. Channels can be programmed to be scanned in any order.

Frequency Measurements

(/55 and /56 only)

Personal Daq/55: 2 frequency/pulse input channels

Personal Daq/56: 4 frequency/pulse input channels

Operating Modes: Pulse count, totalize, duty-cycle, and frequency

Frequency Response: DC to 1 MHz

Input Range: ±15V, Schmitt-trigger inputs, <1.3V (low), >3.8V (high)

Pull-Up Resistor: 27k Ohm to +5V for switch or relay sensing

Debouncing: None, 0.8, 3.2, or 13 mSec.

Totalize: Up to 2³² counts/scan

Frequency & Duty-Cycle Resolution: 7 digits. Actual resolution depends on scan rate. At 10 scans/s, resolution is 5 digits (10 ppm); at 1 scan/s, 6 digits (1 ppm).

Digital I/O (/55 and /56 only)

Each I/O line is individually programmable as input or output.

Personal Daq/55: 8 digital I/O lines

Personal Daq/56: 16 digital I/O lines

Each I/O line includes an open-collector driver with a 27k Ohm pull-up resistor to +5V for output, and a Schmitt-trigger input buffer.

Over-Voltage: +20V for up to 1 minute

Input

Voltage Range: 0 to +15V

Thresholds: <1.3V (low), >3.8V (high)

Output

Voltage Range: 0 to +5V with no external pull-up resistor; 0 to +15V with external pull-up

Maximum Sink Current: 150 mA/output continuous, 500 mA output peak (<100 µs), 150 mA total continuous (per bank of 8 outputs)

Output Resistance: 10 Ohms max

Updates: Outputs may be changed arbitrarily at any time under program control

ANWENDUNG

- ◇ Schiffbau
- ◇ Motorenbau
- ◇ Schienenfahrzeuge
- ◆ **Maschinenbau**
- ◆ **Hydraulik**
- ◇ HLK
- ◇ Kältetechnik
- ◇ Prozess Techn.
- ◆ **Wasseraufbereitung**
- ◇ Autoindustrie
- ◇ Prüfstände
- ◇ Ex
- ◇ Lebensmittelindustrie

APPLICATIONS

- ◇ Construction navale
- ◇ Constr. de moteurs
- ◇ Véhicules sur rail
- ◆ **Machines-outils**
- ◆ **Hydraulique**
- ◇ CVC
- ◇ Réfrigération
- ◇ Techn. de procédés
- ◆ **Traitement de l'eau**
- ◇ Industrie automobile
- ◇ Banc d'essai à frein
- ◇ Ex
- ◇ Industrie alimentaire

APPLICATIONS

- ◇ Shipbuilding
- ◇ Engine manufacturing
- ◇ Railways
- ◆ **Machine tools**
- ◆ **Hydraulics**
- ◇ HVAC
- ◇ Refrigeration
- ◇ Process technology
- ◆ **Water treatment**
- ◇ Automotive industry
- ◇ Test benches
- ◇ Ex
- ◇ Food Industry



HAUPTMERKMALE

- ◆ Sensor: Dickschicht auf Keramik
- ◆ Messbereich: 0...1 bis 0...400 bar
0...15 bis 0...5000 psi
- ◆ Ausgangssignal: 4...20 mA
0...5 VDC
1...6 VDC
0...10 VDC
0,5...4,5 VDC ratiometrisch
- ◆ NLH (BSL durch 0): ± 0.3 % d.S. typ.

CARACTÈRES DISTINCTIFS

- ◆ Capteur: Film épais sur céramique
- ◆ Plage de mesure: 0...1 à 0...400 bar
0...15 à 0...5000 psi
- ◆ Signal de sortie: 4...20 mA
0...5 VDC
1...6 VDC
0...10 VDC
0,5...4,5 VDC ratiométrique
- ◆ NLH (BSL par 0): ± 0.3 % E.M. typ.

MAIN CHARACTERISTICS

- ◆ Sensor: Thick film on ceramic
- ◆ Measuring range: 0...1 to 0...400 bar
0...15 to 0...5000 psi
- ◆ Signal output: 4...20 mA
0...5 VDC
1...6 VDC
0...10 VDC
0,5...4,5 VDC ratiometric
- ◆ NLH (BSL through 0): ± 0.3 % FS typ.

VORTEILE

- ◆ Wirtschaftlich
- ◆ Gute Medienverträglichkeit
- ◆ EMV-Schutz, IEC 61000
- ◆ Für OEM Anwendung
- ◆ Absolut- oder Relativ-Druckmessung

AVANTAGES PRINCIPAUX

- ◆ Economique
- ◆ Bonne compatibilité des médias
- ◆ Protection CEM, CEI 61000
- ◆ Pour application OEM
- ◆ Mesurage de pression absolue ou relatif

MAIN FEATURES

- ◆ Economical
- ◆ Good media compatibility
- ◆ EMC Protection, IEC 61000
- ◆ For OEM use
- ◆ Absolute or relative pressure measurement

 baugleiche Modelle für Kältetechnik:
version même construction pour réfrigération:
identical construction for refrigeration:

DATA SHEET NO: **H72323**
www.trafag.com/H72323

SPEZIFIKATIONEN

HAUPTMERKMALE

Sensor: Dickschicht auf Keramik (s. Material)
Messbereich: 0...1 bis 0...400 bar
0...1.5 bis 0...5000 psi
Ausgangssignal: 4...20 mA
0...5 VDC
1...6 VDC
0...10 VDC
0.5...4.5 VDC ratiometrisch

GENAUIGKEIT

TEB @ -25...+85°C: ± 3.0 % d.S. typ.
Genauigkeit @ +25°C: ± 0.5 % d.S. typ.
NLH @ +25°C (BSL durch 0) ± 0.3 % d.S. typ.
TK Nullpunkt und Spanne: ± 0.03 % d.S./K typ.
Langzeitstabilität
1 Jahr @ +25°C: ± 0.3 % d.S. typ.

ELEKTRISCHE DATEN

Ausgangssignal/ Speisespannung
4...20 mA: 24 (9...30) VDC
0...5 VDC: 24 (10...30) VDC
1...6 VDC: 24 (10...30) VDC
0...10 VDC: 24 (15...30) VDC
0.5...4.5 VDC: 5 VDC ratiometrisch
Anstiegszeit: typ. 1 ms/ 10...90%
Nenndruck
Einschalverzögerung: max. 1.5 s

UMGEBUNGSBEDINGUNGEN

Betriebstemperatur: -25 ...+85°C
Medientemperatur: -25 ...+125°C
400 bar/5000psi: -10 ...+125°C
Schutzart: ²⁾ min. IP65
Feuchtigkeit: max. 95% relativ
Vibration: 4g (10...2000 Hz)
Stoß: 50g/ 8 ms

EMV-SCHUTZ

(Ausgangssignal: 4...20mA)

Emission: EN/IEC 61000-6-3
Immunity: EN/IEC 61000-6-2

MECHANISCHE DATEN

Material
Sensor: Keramik, Al₂O₃(96%)
Druckanschluss
57/87: 1.4305 (AISI303)
59/89: 1.4404/1.4435 (AISI316L)
O-Ring (medienberührend): FKM 70°Sh
CR, EPDM
Gerätestecker: siehe Bestellinformation
Anziehdrehmoment: 15...20 Nm
Gewicht: ~ 110 g

SPÉCIFICATIONS

CARACTÈRES DISTINCTIFS

Capteur: Film épais sur céramique
(voir matière)
Plage de mesure: 0...1 à 0...400 bar
0...1.5 à 0...5000 psi
Signal de sortie: 4...20 mA
0...5 VDC
1...6 VDC
0...10 VDC
0.5...4.5 VDC ratiométrique

PRÉCISION

TEB @ -25...+85°C: ± 3.0 % E.M. typ.
Précision @ +25°C: ± 0.5 % E.M. typ.
NLH @ +25°C (BSL par 0) ± 0.3 % E.M. typ.
CT point zéro et écart: ± 0.03 % E.M./K typ.
Stabilité à long terme
1 année @ +25°C: ± 0.3 % E.M. typ.

SPÉCIFICATIONS ÉLECTRIQUES

Signal de sortie/ Tension d'alimentation
4...20 mA: 24 (9...30) VDC
0...5 VDC: 24 (10...30) VDC
1...6 VDC: 24 (10...30) VDC
0...10 VDC: 24 (15...30) VDC
0.5...4.5 VDC: 5 VDC ratiométrique
Sensibilité de réponse: typ. 1 ms/ 10...90%
pression nominale
Retard à l'enclenchement: max. 1.5 s

CONDITIONS D'ENVIRONNEMENT

Température de service: -25 ...+85°C
Température de médias: -25 ...+125°C
400 bar/5000psi: -10 ...+125°C
Protection: ²⁾ min. IP65
Humidité: 95% max. relatif
Vibration: 4g (10...2000 Hz)
Choc: 50g/ 8 ms

CEM PROTECTION

(Signal de sortie: 4...20mA)

Emission: EN/CEI 61000-6-3
Immunité: EN/CEI 61000-6-2

SPÉCIFICATIONS MÉCANIQUES

Matière
Capteur: Céramique, Al₂O₃(96%)
Raccord de pression
57/87: 1.4305 (AISI303)
59/89: 1.4404/1.4435 (AISI316L)
O-Ring (contact. de médias): FKM 70°Sh
CR, EPDM
Embase mâle: voir information pour la commande
Couple de serrage: 15...20 Nm
Poids: ~ 110 g

SPECIFICATIONS

MAIN CHARACTERISTICS

Sensor: Thick film on ceramic (see material)
Measuring range: 0...1 to 0...400 bar
0...1.5 to 0...5000 psi
Signal output: 4...20 mA
0...5 VDC
1...6 VDC
0...10 VDC
0.5...4.5 VDC ratiometric

ACCURACY

TEB @ -25...+85°C: ± 3.0 % FS typ.
Accuracy @ +25°C: ± 0.5 % FS typ.
NLH @ +25°C (BSL through 0) ± 0.3 % FS typ.
TC zero point and span: ± 0.03 % FS/K typ.
Long term stability
1 year @ +25°C: ± 0.3 % FS typ.

ELECTRICAL DATA

Output/ Supply voltage
4...20 mA: 24 (9...30) VDC
0...5 VDC: 24 (10...30) VDC
1...6 VDC: 24 (10...30) VDC
0...10 VDC: 24 (15...30) VDC
0.5...4.5 VDC: 5 VDC ratiometric
Rise time: typ. 1 ms/ 10...90%
nominal pressure
Switch-on delay: max. 1.5 s

ENVIRONMENTAL CONDITIONS

Operating temperature: -25 ...+85°C
Media temperature: -25 ...+125°C
400 bar/5000psi: -10 ...+125°C
Protection: ²⁾ min. IP65
Humidity: max. 95% relative
Vibration: 4g (10...2000 Hz)
Shock: 50g/ 8 ms

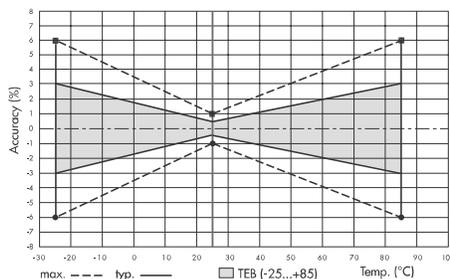
EMC PROTECTION

(Output: 4...20mA)

Emission: EN/IEC 61000-6-3
Immunity: EN/IEC 61000-6-2

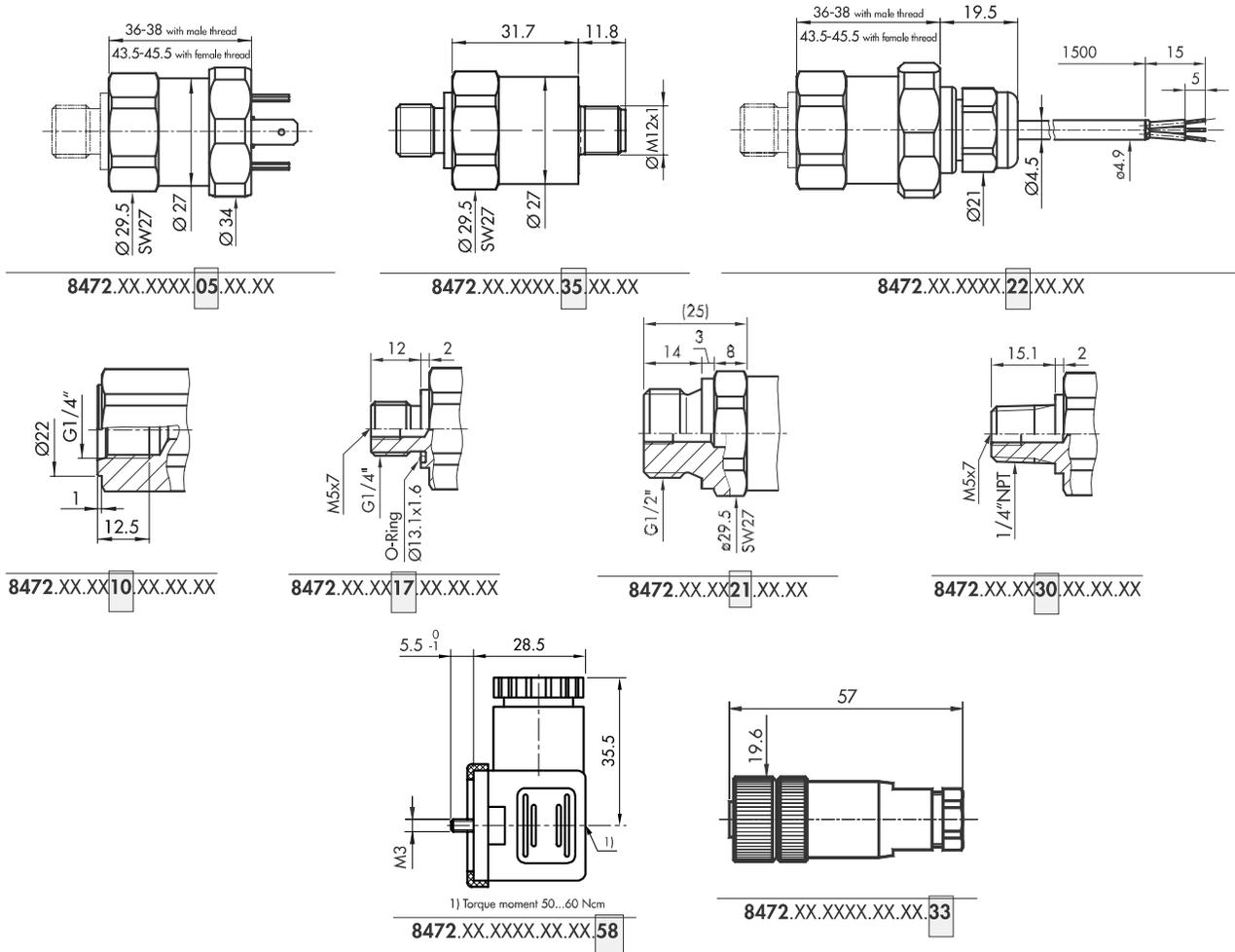
MECHANICAL DATA

Material
Sensor: Ceramic, Al₂O₃(96%)
Pressure connection
57/87: 1.4305 (AISI303)
59/89: 1.4404/1.4435 (AISI316L)
O-Ring (media contacting): FKM 70°Sh
CR, EPDM
Male electrical plug: see ordering information
Mounting torque: 15...20 Nm
Weight: ~ 110 g



²⁾ nur mit vorschriftsmässig montierter Kabeldose gültig/ valable seulement avec fiche femelle montée selon instructions/ provided female connector is mounted according to instructions

MASSBILDER / COTES D'ENCOMBREMENT / DIMENSIONS



ELEKTRISCHER ANSCHLUSS / RACCORDEMENT ÉLECTRIQUE / ELECTRICAL CONNECTION

Schutzart / protection ²⁾	IP65 ²⁾	IP65 / IP68 max.3m	IP67 ²⁾
Ausführung Exécution Execution	EN175301-803A (DIN43650-A) 05	Cable 22 / 68	M12x1 5-pol. 35
Ausgangssignal Signal de sortie Output			
	(Standard) 92	white brown ⊕	4 1 5
	(Standard) 98 97	white green brown ⊕	2 4 3 5

²⁾ nur mit vorschriftsmässig montierter Kabellose gültig
valable seulement avec fiche femelle montée selon instructions
provided female connector is mounted according to instructions